Investigații ale câmpului hidrodinamic în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice și controlul curgerii cu dispozitiv magneto-reologic

Teză destinată obținerii titlului științific de doctor inginer la Universitatea Politehnica Timișoara în domeniul Inginerie Mecanică de către

Ing. Raul-Alexandru SZAKÁL

Președintele comisiei: Conducător științific: Referenți științifici: Prof.univ.dr.ing Liviu MARŞAVINA Dr.ing Sebastian MUNTEAN, CS Acad.dr.fiz. Ladislau VÉKÁS Prof.univ.dr.ing. Corneliu BĂLAN Prof.univ.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA

Ziua susținerii tezei: 15 Noiembrie 2023

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- 1. Automatică
- 2. Chimie
- 3. Energetică
- 4. Inginerie Chimică
- 5. Inginerie Civilă
- 6. Inginerie Electrică
- 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații
- 8. Inginerie Industrială
- 9. Inginerie mecanică
- 10. Știința Calculatoarelor

- 11. Știința și Ingineria Materialelor
- 12. Ingineria Sistemelor
- 13. Inginerie Energetică
- 14. Calculatoare și Tehnologia Informației
- 15. Ingineria Materialelor
- 16. Inginerie și Management
- 17. Arhitectură
- 18. Inginerie Civilă și Instalații
- 19. Inginerie Electronică, Telecomunicații și Tehnologii Informaționale

Universitatea Politehnica Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul Școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timişoara, 2023

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității Politehnica Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300223 Timişoara, Bd. Vasile Pârvan 2B Tel./fax 0256 404677 e-mail: editura@upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Departamentului de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi al Universității Politehnica Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat Dr. Ing. Sebastian Muntean pentru inițierea temei de cercetare, sprijinului și modului de lucru insuflat pe tot parcursul cercetărilor întreprinse pe parcursul elaborării tezei de doctorat. De asemenea, doresc să mulțumesc colectivului de la Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timisoara coordonat de către domnul Academician Ladislau Vékás din care fac parte CS I, Dr. Fiz. Vlad Socoliuc, CS II, Dr. Fiz. Daniela Susan-Resiga, tehnician Florica Bălănean și tehnician George Giula. Pentru cooptarea în proiecte de cercetare după finalizarea lucrării de diplomă și de master doresc să aduc mulțumiri Colectivului de la Mașini Hidraulice, în special domnului Prof.dr.ing. Romeo Susan-Resiga, Prof.dr.ing. Alexandru Baya, Prof.dr.ing. Liviu-Eugen Anton, Ș.I. Dr. Ing. Alin Ilie Bosioc și CS. I Dr. Ing. Constantin Tănasă.

Această lucrare a beneficiat de suport financiar prin proiectul "Rețea de excelență în cercetare și inovare aplicativă pentru programele de studii doctorale și postdoctorale/InoHubDoc" prin contractul de finanțare nr. POCU/993/6/13/153437, director de proiect M.c. al Academiei Române, Prof. Dr. Ing. Marșavina Liviu.

Totodată, doresc să mulțumesc familiei pentru suportul și susținerea de care a dat dovadă pe parcursul formării mele.

Timişoara, Octombrie 2023

Raul-Alexandru SZAKAL

SZAKÁL, Raul-Alexandru

Investigații ale câmpului hidrodinamic și controlul curgerii utilizând dispozitive magneto-reologice

Teze de doctorat ale UPT, Seria X, Nr. YY, Editura Politehnica, 200Z, - pagini, - figuri, - tabele.

ISSN: ISBN:

Cuvinte cheie

turbine hidraulice, curgere cu instabilități auto-induse, dispozitiv de control mangneto-reologic, fluide magneto-reologice în apă, proiectare dispozitiv magneto-reologic, morfologia instabilitățiilor auto-induse, interacțiune curgere-cot

Rezumat

Scopul cercetării realizate în contextul prezentei teze de doctorat este proiectarea și evaluarea unei soluții magneto-reologice de control a curgerii în difuzorul conic al turbinelor hidraulice. Această cercetare presupune dezvoltarea unei metodologii de proiectare pentru un dispozitiv magneto-reologic în configurație cilindru dublu concentric pentru controlul rotorului generatorului de vârtej. A fost dezvoltată o metodologie de proiectare pentru dispozitive magneto-reologice care a fost validată pe un dispozitiv scara 1:1 cu cel pentru controlul curgerii în generatorul de vârtej. Operarea dispozitivului în mediu de lucru apă și aer cu două fluide magnetoreologice selectate recomandă utilizarea unui fluid magnetoreologic compozit dispersat într-un ferofluid cu lichid de bază pentru controlul curgerii din generatorul de vârtej. Prin intermediul dispozitivului de control a turației rotorului au fost obținute noi regimuri hidrodinamice similare cu cele din conul de aspirație al turbinelor hidraulice. Analizele hidodinamice în configurație dreaptă arată o îmbunătățire a configurației de curgere cu scăderea turației rotorului generatorului de vârtej. Turația rotorului este direct corelată cu fluxul de moment tangential de la ieșirea din rotorul controlat magneto-reologic. Din analiza numerică 3D validată experimental a curgerii la diferite regimuri de funcționare a fost studiată influența modificării regimului de funcționare asupra morfologiei vârtejului central. Curgerea a fost studiată experimental pentru mai multe puncte de funcționare și în configurații geometrice cu cot.

Cuprins

Nomenclator			
1. Introducere	10		
 Sistemul energetic și misiunea centralelor hidroelectrice Turbina hidraulică Francis	10 11 e 16 19 19 21 22		
Partea I: Proiectarea, validarea si analiza unui dispozitiv magneto-reologi 2. Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtei	i c 25		
2.1 Introducere	25		
2.2. Definirea cerințelor frânei magneto-reologice pentru controlul turației	20		
rotorului generatorului de vârtej 2.3. Proiectarea dispozitivului de control a curgerii. Considerații de proiecta 30	28 are		
2.3.1. Alegerea geometriei dispozitivului magneto-reologic de control	30		
2.3.2. Selectarea fluidelor magneto-reologice	32		
2.3.3. Prolectare magnetica a dispozitivului magneto-reologic de control	33		
proprietățile fluidului magneto-reologic utilizat și conditiile de funcționare	39		
2.4. Caracterizarea magneto-reologică a fluidelor utilizate pentru aplicatia	de		
control 42			
2.4.1. Introducere	42		
2.4.2. Echipamente experimentale pentru caracterizarea fluidelor magneto-			
reologice 43			
2.4.5. Metodologie experimentala pentru caracterizarea nuidelor magneto-			
2.4.4. Initializarea si configurarea reometrului	46		
2.4.5. Metodologia experimentală pentru teste rotaționale (CSR)	46		
2.5. Rezultate experimentale	47		
2.5.1. Influența magnetizării probelor magneto-reologice asupra câmpului			
magnetic 47			
2.5.2. Influența interstițiului asupra efectului magneto-vâscos al fluidelor MR	.48		
2.5.3. Curbe de viscozitate / curbe de curgere	53		
2.5.4. Curdele de variație a tensiunii dinamice de prag τt și a vascozitații ηt	60		
2.5.5 Incertitudini aleatoare de măsurare	61		
2.6. Calculul momentului magneto-reologic de frânare	63		
2.7. Concluzii privind comportamentul fluidelor magneto-reologice si	55		
metodologia de proiectare	67		
3. Validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului de			
frânare magneto-reologic în mediu de lucru apă și aer	71		

3.1.	Standul experimental pentru testarea frânei magneto-reologice71		
3.2.	Verificarea momentului de frânare a frânei magneto-reologice73		
3.2.1.	Analiza câmpului magnetic în frâna magneto-reologică		
3.2.2.	Determinarea momentului de frânare magneto-reologic în funcție de		
inducția c	âmpului magnetic în frână75		
3.2.3.	Verificarea condițiilor de proiectare85		
3.3.	Analiza funcționării dispozitivului de frânare magneto-reologic 86		
3.3.1.	Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu MRF 132 DG în aer 86		
3.3.2.	Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu MRF 132 DG în apa 88		
3.3.3.	Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu SMR 35% Fe + UTR Ms		
1000 G îr	n aer		
3.3.4.	Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu SMR 35% Fe + UTR Ms		
1000 G în apa92			
3.4.	Concluzii privind validarea metodologiei de proiectare și analiza		
funcționării dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR			
Ms 1000 G în mediu de lucru aer și apă94			

Partea II: Investigații ale câmpului hidrodinamic la mai multe regimuri de operare obținute prin control magneto-reologic

4.1. decelerat 4.2. 4.3. 4.4. 4.4.1.	Standul experimental pentru investigarea hidrodinamicii curgerii ă cu vârtej
4.4.2. 4.5. 4.5.1. testare, a 4.5.2. peretele s 4.6. 4.6.1. 4.6.2.	Echipamente de măsură a pulsațiilor de presiune
4.6.3. 4.6.4. 4.6.5. 4.6.5.1. dreaptă 4.7. gradient reologic	Profile mediate ale vitezei măsurate pe fereastra W1
5. configura 5.1. probleme 5.2.	Investigarea numerica 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în ție dreaptă

5.2.1. Turbulența 130 Metoda de cuplare a domeniilor de analiză - Metoda Interfețelor de 5.3. Amestec 5.4. Domeniul de analiză al suportului generatorului de vârtej. Condițiile la limită 5.4.1. Domeniul de analiză al barelor profilate de susținere. Condițiile la limită. Domeniul de analiză al paletajului statoric. Condițiile la limită...... 133 5.4.2. 5.4.3. Domeniul de analiză al paletajului rotoric. Condițiile la limită 134 5.4.4. Domeniul de analiză al secțiunii de test. Condițiile la limită 135 Conservarea parametrilor de funcționare prin cele 3 Interfețe de 5.5. amestec 5.6. Validarea profilelor de viteză mediate în timp în secțiunea convergent-5.6.1. divergentă 137 Validarea pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de 5.6.2. testare 5.7. Concluzii privind simularea numerică a curgerii peste generatorul de vârtej Analiza morfologiei vârtejului central 155 6. Modelul matematic pentru descrierea spiralei elicoidale - vârtejul central 6.1. 6.2. Selectarea regimurilor pentru analiza filamentului de vârtej central. 158 Filamentul central de vârtej și reconstrucția lui cu modelul spiralei 6.3. 6.4. Analiza parametrilor asociați spiralei logaritmice 3D 163 6.5. Concluzii privind analiza morfologiei vârtejului central 172 7. Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra 71 Introducere 174 7.2. Geometriile simplificate ale cotului tubului de aspirație 175 Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 90° (HE90) asupra 7.2.1. câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 74°(SHE74) asupra 7.2.2. câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin Influența geometriei cotului simplificat teșit de 74° (ME74) asupra 7.2.3. câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic 185 7.3. Analiza comparativă a interacțiunii curgerii cu cele 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație189 Concluzii privind influența geometriei cotului asupra frecventei piston 7.4. indusă 8. 8.1. Contribuții personale 199 8.2. Perspective 200 8.3.

NOMENCLATOR

Notații, abrevieri, acronime

IEA	International Energy Agency		
BEP	Best Efficiency Point – punctul optim de funcționare		
FLINDT	Flow Investigation In A Francis Draft Tube		
LDV	Laser Doppler Velocimetry		
RANS	Reynolds Average Navier Stokes		
MR	Magneto-Reologic		
FMR	Fluid Magneto-Reologic		
LLM	Laboratorul de Lichide Magnetice		
FEMM	Finite Element Method Magnetics		
CAD	Computer Aided Design		
DTC	Direct Torque Control		
M total	Moment total		
M mr	Moment magento-reologic		
M mec	Moment mecanic		
M em	Moment electro-magnetic		
UTR	Ulei de TRansformator		
W0, W1, W2	Window – fereastra de măsură 0,1,2		
MG0, MG1, MG2, MG3	Nivel de măsură 0,1,2,3		
AM	AMonte – nivel de măsură amonte		
RC	componentă rotativă		
PC	componentă piston		
RSM	Reynolds Stress Model		
LES	Large Eddy Simulation		
RST	Reynolds Stress Transport		
rms	Root mean square – rădăcină medie pătratică		
HE90	cot simplificat ascuțit de 90°		

Nomenclator - 9

SHE74	cot simplificat ascuțit de 74°
ME74	cotul simplificat teșit de 74°

Mărimi dimensionale

H [m]	Căderea turbinei		
P [W]	Putere		
n [rot/min]	Turația		
η [%]	Randamentul turbinei		
n_s [rad/s]	Turația specifică		
<i>v</i> , <i>w</i> , <i>u</i> [m/s]	Viteza absolută, relativă și periferială		
ω [rad/s]	Viteza unghiulară		
ρ [kg/m³]	Densitate		
V _u [m/s]	Viteza tangențială		
g [m/s²]	Accelerație gravitațională		
μ [Pa.s]	Vâscozitate dinamică		
B [T]	Inducția câmpului magnetic		
H [A/m]	Intensitatea câmpului magnetic		
M [Nm]	Moment		
I [A]	Intensitatea curentului electric		
U [V]	Tensiunea curentului electric		
μ _m [H/m]	Permeabilitate magnetică		
h [m]	Înălțime		
т [ра]	Tensiune de forfecare		
γ̈́ [S ⁻¹]	Viteza de forfecare		
η [Pa.s]	Vâscozitate la forfecare		
R [m]	Rază		
f [Hz]	Frecvență		
t [s]	Timp		

Mărimi adimensionale

m [-]	Flux de moment tangențial
q [-]	Coeficient de debit
v [-]	Viteză

1. INTRODUCERE

1.1. Sistemul energetic și misiunea centralelor hidroelectrice

De la sfârșitul anilor 1990 până în zilele noastre producția de energie electrică a crescut de 2.3 ori. În anul 2018, la nivel mondial producția de energie electrică a ajuns la aproximativ 26 mil GWh [1]. Din aceasta, aproximativ 24% a fost generată utilizând surse regenerabile. Contribuțiile surselor principale, exprimate procentual, în producția totală de energie sunt prezentate în Figura 1.1 comparativ pentru anul 1990 și 2018 cu date preluate din [1].



Figura 1.1 Contribuțiile surselor de energie în producția totală la nivel global pentru anul 1990 (marcat cu negru) și pentru anul 2018 (marcat cu roșu), date preluate IEA [1]

Cel mai mare aport în mixtul energetic mondial, la nivelul anului 2018 este din arderea de cărbune, urmat de gazele naturale. Totuși, cele două metode presupun arderea unui combustibil care are ca și consecință emisia de CO₂. Datorită nocivității emisiilor acestor gaze, la nivel mondial, începând cu anii 2005 s-a lansat un nou trend. Adoptarea de către unele state din lume a unor politici de încurajare a dezvoltării producerii de energie din surse regenerabile este o preocupare tot mai stringentă.

Pentru o imagine mai clară, în Figura 1.2. sunt prezentate contribuțiile din surse regenerabile (vânt – turbine eoliene, solar – panouri voltaice PV, centrale hidroelectrice, geo-termal – căldura de adâncime a Pământului și alte surse), după date preluate din date preluate IEA [1]. La nivelul anilor 1990, energia din surse regenerabile era obținută aproape în întregime prin intermediul centralelor hidroelectrice. Între anii 2000 – 2005, sursele regenerabile s-au diversificat, iar energia din turbine eoliene și panouri fotovoltaice aducea o contribuție de aproximativ 5% din totalul de energie din surse regenerabile. În anul 2018, sursele de tip eolian și solar PV aduceau un aport de 28% în totalul de energie din surse regenerabile.





Figura 1.2 Contribuția surselor în producția totală de energie electrică din surse regenerabile, Conform IEA [1]

În general, producția de energie electrică din surse precum arderea cărbunilor, arderea gazelor naturale sau nuclear asigură producția de bază în rețelele electrice, drept urmare și caracterul constant în producție. Principalul dezavantaj în utilizarea surselor din energii regenerabile precum energia vântului și a soarelui, îl reprezintă caracterul puternic fluctuant al acestora în natură. Drept urmare, și producția energiei din aceste surse are aceeași caracteristică fluctuantă, Figura 1.3.



Figura 1.3. Producție din surse regenerabile vânt și solar PV, date preluate Transelectrica [2]

1.2. Turbina hidraulică Francis

Turbinele Francis sunt mașini hidraulice cu reacțiune, iar în zilele noastre sunt tot mai des utilizate pentru operare pe bandă largă, înafara debitului optim de funcționare (BEP). Aceste extrag energia fluidului prin intermediul unui paletaj rotoric a cărui alimentare se realizează pe toată periferia. Sunt mașini radial-axiale în care curentul de fluid intra radial și iese axial conform Figurii 1.3. Principiul de funcționare care stă la baza acestora constă în transformarea energiei cinetice a apei în energie stereomecanică la arborele mașinii. Energia cinetică a curentului de fluid acționează asupra suprafețelor paletelor, iar forța generată de către acestea în raport cu arborele mașinii generează un cuplu de rotație. Astfel, mai departe prin intermediul arborelui conectat la un generator este produs curentul electric. Pentru a continua discuțiile despre aceste mașini, în Figura 1.3 este prezentat un ansamblu cu elementele constitutive ale unei turbine hidraulice Francis.

Principalii parametri hidraulici care caracterizează turbina Francis sunt debitul Q[m³/s] și căderea H [mcolH₂O]. Aceștia sunt de fapt și cei care limitează turbina pe o anumită plajă de funcționare și o încadrează într-o anumită clasă de mașini (Figura 1.4, [4]). Pe lângă aceștia, mai sunt și puterea *P* la arborele mașini în [kW], turația rotorului *n*[rot/min], randamentul mașinii η [%], înălțimea geometrică de aspirație *hs*[m.col.H₂O], dar și de coeficientul de cavitație σ . Toți acestia împreună oferă o descriere a mașinii Francis.



Figura 1.4. Turbina hidraulica Francis cu elementele constitutive.

În turbina Francis, debitul Q la căderea H ajunge din lacul de acumulare în camera spirală prin intermediul unei conducte forțate. O vană sferică servește aici la izolarea debitului de apă din conducta forțată față de camera spirală. Odată intrat in camera spirală, debitul de apă este distribuit uniform și ghidat prin intermediul statorului și al aparatului director spre rotor. Direcția curentului de fluid generată de aparatul director atacă rotorul pe toată periferia iar interacțiunea dintre fluid și paletele acestuia generează mișcarea de rotație n. Această mișcare de rotație produce cuplu care este transformat în puterea P la arborele mașinii.

După ce rotorul extrage o mare parte din energia cinetică a apei, aceasta este evacuată aproape axial în conul tubului de aspirație. Datorită formei evazate, conul tubului de aspirație recuperează o parte din energia neconsumată de către rotor pe care o transformă în energie potențială de presiune. În final, tot prin intermediul tubului de aspirație apa este evacuată în lacul aval. Marele avantaj al utilizării acestor tipuri de mașini în echiparea centralelor hidroelectrice, îl reprezintă randamentul ridicat (până la 95%) în apropierea punctului optim de funcționare (BEP). Totuși, așa cum se observă și în Figura 1.5. jos, randamentul mare al turbinei hidraulice Francis este pe o plajă restrânsă de încărcări comparativ cu celelalte cazuri prezentate. Datorită acestor limite, turbina hidraulică Francis ajunge adesea să funcționeze la regimuri departe de debitul optim de funcționare [3-5]. În Figura 1.5 sus sunt clasificate principalele tipuri de turbine hidraulice în funcție de domeniul Q[m3/s] ,H[m] și P[MW]. Din această diagramă reiese domeniul mare de căderi și debite la puteri mari acoperit de mașinile hidraulice Francis.



Figura 1.5. Domeniile de funcționare ale turbinelor hidraulice în funcție de H[m] și Q[m3/s] (sus), curbele de randament în funcție de procentul din încărcare maximă adaptată din [6] (jos)

O clasificare mai profundă a acestor turbine, judecând după geometria rotorului și a parametrilor de funcționare se poate face după turația specifică n_s , Figura 1.6 [7]. Acest tip de clasificare ordonează rotoarele de turbină funcție de performanțele maxime pe care le poate atinge o geometrie specifică de rotor la diferite condiții de exploatare.

Conform algoritmului de compunere a vectorilor, pentru orice punct din turbină, viteza absolută se poate scrie:

$$\vec{\nu} = \vec{w} + \vec{u} \tag{1.1}$$

Unde \vec{v} este viteza absolută, \vec{w} viteza relativă iar \vec{u} cea periferială. În figura 1.7. sunt prezentate triunghiurile de viteze la diferite debite de funcționare. Se observă că viteza relativă \vec{w} este perfect adaptată atât muchiei de intrare cât și celei de ieșire în timp ce viteza absolută \vec{v} 1 este de obicei axială pentru regimul optim de funcționare. Pentru debite sub cel optim de funcționare, la ieșirea din rotor se poate observa că apare o componentă \vec{v}_u numită viteza circumferențială pozitivă care la deibte mai mari este negativă.



Figura 1.6. Clasificare rotoarelor de turbină Francis funcție de turația specifică ns (v) [7]



Figura 1.7. Triunghiurile de viteza la intrare respectiv ieșire din rotor (sus), Influența debitului asupra componentei circumferențială a vitezei absolute (jos) [8]

Conform teoremei momentului cinetic, derivata în raport cu timpul este egală cu cuplul sistemului material, în cazul nostru al rotorului [9]. $dM = \frac{dK_u}{dt} = (r_1 v_1 cos \alpha_1 - r_2 v_2 cos \alpha_2) d\dot{m}$ (1.2) Introducere - 15

Cuplul deci este momentul care acționează asupra rotorului, iar dacă ne raportăm la debitul masic $\dot{m} = \rho Q$ rezultă că momentul M este: $M = \rho Q (r_1 v_{u1} - r_2 v_{u2})$

(1.3)

Puterea transmisă rotorului va fi:

 $P = M * \omega = \rho Q(r_1 \cdot \omega \cdot v_{u1} - r_2 \cdot \omega \cdot v_{u2}) = \rho Q(u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2})$ (1.4)Pentru a definii randamentul transformării energetice, trebuie realizat un raport între puteri. Puterea absorbită de mașina sau puterea sursei care este $P_h =$ $\rho g Q H$ se raportează la puterea transmisă rotorului și vom avea:

$$\eta_h = \frac{P}{P_h} = \frac{\rho Q(u_1 v_{u_1} - u_2 v_{u_2})}{\rho g Q H} = \frac{1}{g H} (U_1 V_{u_1} - U_2 V_{u_2})$$
(1.5)

Analizând această ecuație putem observa faptul că transformarea energetică dintre fluid și rotor ține foarte mult seama de transformarea vitezei v_{ij} la trecerea peste rotor. Drept urmare este foarte important ca această componentă să aibă valoare cât mai mică astfel încât să fie redusă pierderea cauzată de energia cinetică reziduală.

O analiză a comportamentului unei turbine Francis reală începe de la ecuația fundamentală a turbomașinilor:

$$\eta(\rho Q)(gH) = \overbrace{\int_{S_1} (\omega RV_u) \rho V_r dS_1}^{M_1} - \overbrace{\int_{S_1} (\omega RV_u) \rho V_z dS_2}^{M_2}$$
(1.6)

În stânga este termenul puterii hidraulice scris ca produsul dintre debitul masic și energia specific înmulțită cu randamentul hidraulic. În dreapta se află fluxul momentului hidraulic, care amonte de rotorul M1 se calculează cu viteza debitantă V_r , iar aval de rotor cu viteză debitantă V_z , iar la diferența lor obținem rata cu care fluidul acționează asupra rotorului.

Prin introducerea coeficientului fluxului de moment hidraulic se poate adimensionaliza ecuația turbomașinilor care ajunge la forma:

$$m = \frac{M}{\rho(\omega R_{ref})^3 \pi R_{ref}^2}$$
(1.7)

Acest flux se calculează și definește în funcție de un coeficient de debit care se defineste cu relația:

$$q = \frac{Q}{\pi R_{ref}^2 V_{rel}} \tag{1.8}$$

În acest fel se pot trasa curbele m = f(q) pentru turbinele hidraulice. Figura 1.8 prezintă comparativ comportamentul turbinei hidraulice Francis Flindt [10] (stânga) și al generatorului de vârtej de la Universitatea Politehnica Timișoara (dreapta) [11].



Morfologia instabilităților hidrodinamice dezvoltate în conul de aspirație al turbinelor hidraulice la operarea cu debite parțiale - 16

Figura 1.8. Fluxul de moment tangențial adimensional *m* în funcție de coeficientului de debit *q* pentru turbina hidraulica

Conform datelor prezentate, atât pentru cazul turbinei hidraulice Francis Flindt cât și pentru cel al generatorului de vârtej, fluxul de moment tangențial maxim, aproximativ 0.045, exprimat adimensional se regăsește la coeficienți de debit de aproximativ 0.2. Pentru turbina hidraulică Francis Flindt acest lucru se întâmplă la operarea cu debite parțiale, iar în cazul generatorului de vârtej, care are un comportament similar, se întâmplă la funcționarea la turații variabile. Pentru generatorul de vârtej, regimurile de funcționarea cu debite parțiale pot fi obținute prin intermediul reducerii turației rotorului generatorului de vârtej [12, 13].

1.2.1. Morfologia instabilităților hidrodinamice dezvoltate în conul de aspirație al turbinelor hidraulice la operarea cu debite parțiale

Atunci când sunt operate pentru reglajul rețelelor electrice, turbinele hidraulice ajung la regimuri cu debite parțiale și/sau trec adesea prin opriri-porniri repetate [14]. Această operare defectuoasă conduce la solicitări dinamice și încărcări pe componentele turbinei hidraulice. Costul flexibilității sistemului energetic va fi așadar regăsit în timpul de viață al acestor mașini. Mai mult decât atât, instabilitățile hidrodinamice care se formează în conul de aspirație a turbinelor hidraulice afectează puternic randamentul mașinii, pot conduce la vibrații [15] și pot deteriora componente mecanice ale turbinei hidraulice [16].

Structurile macroscopice identificate de Jacob [17], la operarea turbinei hidraulice Francis sunt prezentate în Figura 1.9. Cele mai agresive fenomene din punct de vedere al nestaționarității curgerii sunt cele la operarea la debite parțiale (70% din debitul optim)[3, 5, 18, 19]. Morfologia acestor fenomene este cunoscută sub numele de vârtej funie sau vârtej central. Datorită mișcării de precesie a acestei instabilități, la peretele conului de aspirație apar adesea pulsații mari de presiune. Această instabilitate se înfășoară pe o zonă centrală de quasi-stagnare [20-22]. La regimuri de suprasarcină, instabilitatea are o formă cilindrică, bine definită, iar zona centrală din curgere este accelerată.



Figura 1.9. Morfologia nestaționarității hidrodinamice formate în conul de aspirație al turbinei hidraulice Francis la debit parțial și suprasarcină [17]

Evoluția vârtejului central este încă impredictibilă. Mai mult decât atât, odată cu modificarea parametrilor curgerii (condiții de operare cu debite parțiale sau suprasarcină), morfologia și fizica acestui fenomen se modifică deopotrivă. Atât din punct de vedere experimental cât și din punct de vedere numeric acest fenomen este studiat intens pentru a înțelege în profunzime fizica lui. În continuare, discuțiile se vor îndrepta spre fenomenele de la operarea cu debite parțiale care stau la baza temei de cercetare doctorale.

În turbinele hidraulice cu reacțiune de tip Francis structurile de tip vârtej se formează datorită curgerii decelerate cu rotatie în gradient advers de presiune din conul tubului de aspiratie. Aceste fenomene se dezvoltă în general la operarea cu debite partiale, atunci când rotorul cu palete fixe al masinii hidraulice se află în incapacitate de a convertii în totalitate energia hidraulică a apei. Drept urmare, un exces de energie cinetică, caracterizat de o curgere cu rotație puternică, ajunge în aval de rotor unde conduce la generarea unor instabilități hidrodinamice puternic nestaționare [23]. Aceste instabilități sunt întâlnit în literatură sub numele de vârtej central [24-26]. Aceste fenomene sunt caracterizate de apariția punctului de stagnare [22, 27] urmat de o zonă de recirculare precum și de creșterea nivelului de turbulență [28], respectiv rotație a curgerii. Mai mult decât atât, geometria conică a conului tubului de aspirație al turbinelor hidraulice Francis are ca și consecință generarea unui gradient advers de presiune care favorizează deopotrivă incipienta punctului de stagnare [29]. Cele două criterii care pot fi utilizate pentru a caracteriza tipul fenomenului (ex. tip bulă, spirală sau spirală dublă) sunt criteriul Reynolds și intensitatea rotației curgerii (swirl number). Criteriul Reynolds exprimă raportul fortelor inertiale si a celor vâscoase, iar intensitate rotatiei curgerii exprimă raportul dintre fluxul de moment tangențial și cel axial [30].

Potrivit Nishi et. al. [26], vârtejul de tip spirală sau vârtejul central poate fi sumar prezentat după cum urmează: (I) crescând rotația curgerii, apa pierde energie

Morfologia instabilităților hidrodinamice dezvoltate în conul de aspirație al turbinelor hidraulice la operarea cu debite partiale - 18

în zona centrală și nu poate să mai avanseze axial datorită gradientului advers de presiune conducând la apariția unui punct de stagnare undeva pe axă urmat de o zonă de stagnare, (II) dacă rotația curgerii este suficient de puternică, punctul de stagnare poate fi situat aproape la intrarea în con, (III) dacă condițiile de mai sus există, începând din punctul de stagnare, se formează o zonă de stagnare pe care se înfășoară o pânză de vorticitate ridicată. Această combinație de fenomene conduce la apariția vârtejului central de tip spirală. Acest fenomen este specific operării turbinelor hidraulice Francis la sarcină parțială.

În [22], Nishi et. al. prezintă structura macroscopică a vârtejului central pentru regimuri de operare cu sarcină parțială. Odată cu creșterea rotației curgerii sunt descrise 4 regimuri speciale după cu urmează: (*Regimul i*) un vârtej aproape drept, cu o ușoară zonă spiralată spre capăt se regăsește în conul tubului de aspirație, (*Regimul ii*) rotația curgerii are o natură tranzitorie, iar locația axială a punctului de stagnare variază iregular în timp ce diferite tipuri de vârtej central apar iregular, (*Regimul iii*) un vârtej central stabil este observat, în timp ce rotația curgerii este suficient de puternică cât să formeze punctul de stagnare la intrarea în con și (*Regimul IV*) două vârtejuri gemene sunt observate, iar rotația curgerii este atât de puternică încât zona de stagnare se așază pe ogivă. Regimul I poate fi analog unui regim de funcționare cu debit parțial însă în imediata vecinătate a debitului optim al turbinei hidraulice în timp ce Regimul IV poate corespunde unui regim cu debite mult mai mici decât cel optim de funcționare. Regimurile prezentate pot fi cu nucleu cavitant însă pot apărea și în afara condițiilor de cavitație, fără aer în circuitul hidraulic [31].

Morfologia acestor instabilități a fost studiată experimental și numeric încercându-se a se răspunde atât la cauza acestora dar și la efecte. Pentru o evaluare calitativă a instabilității centrale profesor Nishi a utilizat stroboscopul [21]. Această analiză însă a ajutat doar la observarea macroscopică a instabilității centrale cavitante. În cadrul proiectului Flindt, Iliescu et. al. [32] utilizează tehnica de măsură 3D Particle Image Velocimetry pentru a măsura câmpul de viteze aval de rotorul de turbină hidraulică Francis Flindt. Rezultatele măsurătorilor au fost utilizate pentru reconstructia vârtejului central cavitant și definirea volumului acestuia. În cadrul aceluiași proiect, Ciocan et. al. [33] a investigat detaliile curgerii utilizând atât tehnica 3D Particle Image Velocimetry cât și 2D Laser Doppler Velocimetry. Datele experimentale au fost utilizate apoi pentru validarea unui experiment numeric. Pentru a studia vârtejul central aval de un model de turbină pompă, într-o configurație dreaptă de tip con de 10°, Kirschner [34] corelează rezultate măsurate cu o tehnica 2D Particle Image Velocimetry, High Speed Camera și măsurători de presiune. Concluziile acestui studiu arată legătura dintre rotația vârtejului central de secțiune eliptica sau deformat si pulsatiile de presiune măsurate la peretele sectiunii de test. Tot pentru a determina evolutia volumului vârtejului central în condiții cavitante pentru un model de turbină hidraulică Francis, Nicolet et. al. [35] utilizează tehnica High Speed Camera. Rezultatele sunt sincronizate cu date de presiune măsurate la peretele conului. Datele prezentate de acesta arată că vârtejul central la operarea cu debite parțiale se rotește în sens invers-orar cu un mecanism de tip "respirație" fiind o sursă de energie pentru sistemul hidraulic. Pentru a studia șocul de presiune cauzat de detaşarea unor structuri toroidale din vârtejul central, Skripkin et. al. [36] utilizează un sistem de măsură cu High Speed Camera și un sistem 2D Laser Doppler Anemometry. Acesta arată în baza rezultatelor obtinute o desprindere a structurilor toroidale din vârtejul central la fiecare 3-4 rotiri ale acestuia. Pentru investigarea curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de presiune și studiul unei tehnici de control prin injecție de debit de apă, Bosioc et. al. [37] a utilizat tehnica 2D Laser Doppler Velocimetry. Acesta arată faptul că tehnica de control prin injectie de apă Introducere - 19

elimină zona de stagnare de la operarea cu debite parțiale semnalată de către profesorul Nishi [22].

1.2.2. Interacțiunea curgerii din turbinele hidraulice la operarea cu debite parțiale cu geometria cotului tubului de aspirație

Tubul de aspirație cotit este un element cheie al turbinelor cu reacțiune [38]. Acesta are rolul de a convertii energia cinetică reziduală de la ieșirea din rotor în energie potențială de presiune [39] și datorită construcției sale permite amplasarea mașinii hidraulice deasupra nivelului apei din aval fără pierdere de înălțime de aspirație [40, 41]. Forma și dimensiunea acestuia depind de tipul de turbină și de dimensiunea acesteia [42, 43]. Cu toate că de-a lungul timpului geometria tuburilor de aspirație cotite s-a tot modificat, cele mai mari pierderi hidraulice în aceste mașini, sunt asociate interacțiunii curgerii decelerate cu rotație cu geometria cotului de aspirație la operarea la regimuri cu debite parțiale [44, 45]. Drept urmare, numeroase studii au fost realizate pe curgerea din coturile de aspirație cotite pentru a crește randamentul turbinelor cu reacțiune pe o gamă largă de regimuri de funcționare [10, 46-49].

Coturile de aspirație ascuțite sunt geometrii destul de comune pentru hidrocentralele date în exploatare în prima decadă a secolului trecut. Proiectarea acestora a fost realizată în acest fel datorită reducerii semnificative a prețului și timpului de construcție [50]. În urma analizelor realizate de Gubin [43] pe acest tip de geometrii, o cădere a randamentului turbinei hidraulice de 0.3-2.3% se datorează acestora. Un alt caz intens studiat a fost curgerea din cotul ascuțit al tubului de aspirație al turbinei "Turbine-99" [51-55]. Tehnica de optimizare numerică dezvoltată și aplicată de Maarjavara și Lunstrom [56] concluzionează prin faptul că geometria rotunjită a cotului tubului de aspirație este geometria optimă. Aceeași concluzie reiese și din investigațiile realizate pe un prototip de 50 MW, arătând o creștere a randamentului mai mare de 0.5% la operarea cu debite parțiale [50].

1.3. Consecințe ale operării turbinelor hidraulice Francis la debite parțiale

Instabilitățile hidrodinamice autoinduse de curgerea din conul turbinelor hidraulice Francis la operarea cu debite parțiale au efecte nefavorabile pentru întreg sistemul hidraulic. Diminuarea timpului de viață al turbinelor hidraulice Francis dar și întreruperea funcționării normale sunt consecințe ale încărcărilor dinamice prin care trec aceste mașini la operarea pentru reglajul rețelelor electrice. Această operare pentru reglaj presupune exploatarea turbinei hidraulice pe o plajă largă de debite și înălțimi de aspirație [57, 58]. Atunci când operează la debite parțiale, turbinele hidraulice cu reacțiune de tip Francis sau Propeller au căderi mari de randament [44, 45]. Aceste căderi se datorează nepotrivirii dintre curgerea decelerată cu rotație și tubul de aspirație cotit. Mai mult decât atât, pulsații de presiune severe la regimuri de operare cu debite parțiale au fost semnalate de către un număr important de cercetători [15, 21, 59-63]. Pe lângă pulsațiile de presiune semnalate, vibrațiile și zgomotele la operarea cu debite parțiale sunt o altă consecință semnalată [64, 65].

O altă consecință a acestor fenomene puternic nestaționare a fost semnalată de Rheingans [24] pentru prima dată în anul 1940. Așa numita "power swings" este o desincronizare între puterea activă și cea reactivă la generatorul electric conectat la

arborele turbinei hidraulice. Acest fenomen se datorează de obicei unei avarii majore însă în acest context este indusă de nestaționaritatea curgerii [66, 67].

Unele dintre cele mai nefavorabile fenomene care pot apărea datorită solicitărilor dinamice cauzate de cicluri de porniri-opriri repetate și exploatarea turbinelor hidraulice la debite parțiale sunt avariile mecanice. Casanova [68] a studiat ruperea bolțurilor care conectează tubul de aspirație a unei turbine hidraulice Francis de 95 MW. Concluzia studiului realizat de acesta arată faptul că ruperea a survenit ca urmare a unei solicitări de oboseală a materialului cauzată de vibrațiile puternice din con la operarea turbinei sub puterea nominală cu 85%. Thibault [69] a studiat influența proprietăților materialelor utilizate pentru reabilitarea rotoarelor de turbine hidraulice. Frunzăverde [16] analizează fisura apărută în rotorul unei turbine hidraulice ca urmare a efectelor hidrodinamice dar și a sudurii executate greșit în reabilitarea acestuia.

O parte din defectele prezentate în referințele de mai sus sunt indicate în Figura 1.10. Calitativ se pot observa efectele fenomenelor hidrodinamice asupra rotoarelor turbinelor hidraulice. În Figura 1.10 a și b este prezentată imaginea fisurii din paleta rotorului Francis studiat de Luna-Ramirez [70], c) rotorul studiat de Frunzăverde [16] și d) cel studiat de Liu [71].



Figura 1.10. a) și b) Fisura și rotorul turbinei hidraulice studiate de Luna-Ramirez [70], c) rotorul și paleta ruptă analizată de Frunzăverde [16], d) rotorul și paletele rupte analizate de Liu [71]

1.4. Tehnici și metode de control a curgerii din turbinele hidraulice

Pentru a diminua sau chiar elimina complet efectele nefavorabile datorate operării turbinelor hidraulice Francis la regimuri cu debite parțiale, o serie de tehnici și metode de control au fost propuse. Conform Kougias [14] o tehnică de control de succes trebuie să asigure 3 lucruri esențiale: (i) tehnica trebuie să se adreseze mai cu seamă cauzei instabilităților auto-induse decât efectelor acestora, (ii) tehnica nu trebuie să afecteze randamentul mașinii hidraulice și (iii) trebuie să poată fi oprită la regimuri de funcționare la care nu este necesară utilizarea ei. Foroutan [72] sumarizează și el aceleași necesități ale tehnicii de control la care mai adaugă faptul că instabilitatea hidrodinamică trebuie să fie controlată la intrarea în conul tubului de aspirație și că tehnica de control trebuie să se concentreze mai cu seamă pe eliminarea zonei de stagnare din centru decât pe rotația curgerii din zona de periferie. Un alt atu important pentru aceste tehnici reprezintă soluția tehnică ușor de implementat atât în centralele hidroelectrice existente cât și cele în curs de proiectare la un preț de cost cât mai redus.

În funcție de aportul energetic se deosebesc două clase mari de tehnici de control: tehnic pasive care nu necesită o sursă auxiliară de energie și tehnici active care necesită un aport suplimentar de energie. În ceea ce privește tehnicile pasive, principalele dezavantaje sunt legate de costurile modificărilor structurale în sistem sau pentru componentele turbinei hidraulice în timp ce pentru tehnicile active principalul dezavantaj constă în prețul cantității de energie suplimentare necesare.

Tehnica de control prin montarea longitudinală de aripioare la peretele conului a fost investigată de către Nishi et. al [73]. Această tehnică pasivă de control este utilizată de colectivul de autori pentru a elimina curgerea cu vârtej funie și a diminua pulsațiile de presiune asociate. În urma analizelor realizate profesorul Nishi [73] recomandă utilizarea acestei tehnici doar în cazuri stringente, deoarece aceasta are un impact semnificativ asupra randamentului turbinei hidraulice. O altă metodă apropiată ca și concept de cea prezentată adineauri este cea studiată de Kurokawa [74]. Metoda constă în montarea unor canale de forma "J" de-a lungul generatoarei conului tubului de aspirație. Pentru un singur regim de funcționare, metoda reduce cu până la 85% curgerea decelerată cu rotație, însă la modificarea regimului de funcționare efectele nu mai au un impact benefic asupra mașinii hidraulice afectând puternic randamentul. O altă tehnică de control pasiv, fără aport energetic suplimentar este propusă de Bosioc et. al [75] care presupune montarea unui rotor liber pentru controlul fluxului de moment tangențial de la ieșirea din rotorul turbinelor hidraulice la operare cu debite parțiale.

Alte tehnici care au încercat să diminueze efectele instabilității centrale din turbina hidraulică Francis la operarea cu debite parțiale au fost montarea unor extensii sau diverse geometrii legate de butucul rotorului [76-78]. Ținta acestor metode consta în umplerea zonei de stagnare semnalată. Dezavantajele observate în legătură cu aceste metoda sunt forțele laterale mari pe extensie și recuperarea de presiune din con afectată de această geometrie.

O altă tehnică de control a curgerii intens studiată este admisia sau injecția de debit de aer aval de rotorul turbinei hidraulice Francis [79-81]. Aceste tehnici au fost studiate atât la nivel de model în laborator [82] dar și în situ în centrale hidroelectrice [80, 83]. Concluziile studiilor prezentate mai sus arată că tehnica de control prin alimentare cu aer sub rotorului mașinii hidraulice reduce perturbațiile curgerii doar pentru anumite regimuri de funcționare, iar în unele cazuri ajunge chiar să amplifice nestaționaritatea curgerii [80].

Asemănător tehnicii de injecție de aer, în Laboratorul de Pompe de la Facultatea de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara, a fost studiată metoda flow-feedback pentru injecția unui debit de apă în centrul ogivei unui generator de vârtej [84]. Această tehnică constă în recuperarea unui debit de apă de la ieșirea din conul secțiunii de test prin intermediul unui canal spiralat și injectarea acestuia prin ogiva pentru a elimina zona centrală cu deficit de viteză. Avantajele acestei metode este faptul că nu există pierderi volumetrice suplimentare și că debitul de apă injectat se autoreglează odată cu modificarea regimului de funcționare.

O altă categorie de tehnici și metode de control a curgerii dezvoltate și investigate este cea prin injecție de debite de apă prin diferite zone ale turbinei hidraulice. Au fost dezvoltate metode de injecție de jeturi tangențiale la peretele conului [85, 86], jeturi combinate aer-apă [87] și jeturi de apă axiale centrale prin ogiva care fixează rotorul [88-90]. Aceste metode de control au ca și avantaj principal diminuarea sau eliminarea totală a instabilității centrale auto-induse însă necesită o sursă suplimentară de energie și conduc la pierderi volumice adiționale [14].

O nouă tehnică de control a curgerii utilizând dispozitive magneto-reologice a fost implementată recent de Bosioc [91]. Tehnica de control magneto-reologic a curgerii a fost dezvoltată de colectivul de la Universitatea Politehnica Timisoara în cadrul proiectului Turbomachinery swirling flow optimization and control with technology of magnetorheological fluids systems - SCOPES Joint Research Project IB7320-110942 [92] împreună cu cel de la Academia Română - Filiala Timișoara în cadrul proiectului Integrarea Tehnologiilor Magneto-Reologice Speciale si al Controlului Avansat al Curgerii in Aplicatii Industriale – ISMART-Flow, CEEX-M1-C2-1185 [93]. Această tehnică presupune montarea unei frâne magneto-reologice în butucul rotorului generatorului de vârtej de la Universitatea Politehnica Timisoara. Scopul acestui dispozitiv este de a controla turatia rotorului generatorului de vârtej prin intermediul unui fluid controlabil magnetic montat în interstițiul dintre un corp fix (solidar butucului) și unul mobil (solidar rotorului). Această tehnică urmărește controlul fluxului tangențial de viteză prin intermediul controlului turației rotorului. Atunci când turația rotorului generatorului de vârtej este diminuată prin control magneto-reologic de la 990 la 600 de rpm, instabilitatea centrală este eliminată complet.

1.5. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat

Aplicare tehnicii de control a turației cu dispozitive magneto-reologice în domeniul mașinilor hidraulice este un concept inovativ care vizează aplicațiile care operează în apă. Controlul turației cu dispozitive magneto-reologice în apă nu a fost tratată în literatura de specialitate. Așadar, scopul cercetărilor din cadrul tezei de doctorat sunt proiectarea și testarea unui dispozitiv magneto-reologic de control a curgerii cu rotație prin modificarea turației rotorului.

Pentru a atinge ținta acestor cercetări au fost stabilite următoarele **obiective specifice**:

- 1. Proiectarea și testarea unui dispozitiv magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej.
- Generarea, investigarea numerică și experimentală a curgerii 3D nestaționare cu rotație aval de rotorul generatorului de vârtej.

Considerând obiectivele propuse, teza de doctorat a fost structurată în 8 capitole după cum urmează:

Capitolul 1 – implică studierea stadiului actual al cercetărilor în domeniul turbinelor hidraulice și al proiectării dispozitivelor magneto-reologice de tip frână.

Capitolul 2 – descrie metodologia de proiectare pentru dispozitivul magnetoreologic de control precum și analiza comportamentului fluidelor magneto-reologice selectate pentru utilizarea în aplicație. Utilizând magneto-reometrul Physica MCR 300 din cadrul Laboratorului de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara au fost investigate fluidele magneto-reologice comerciale MRF 132 DG și MRF 336 AG și două fluide compozite bi-disperse SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 și 950 G produse de către același laborator special pentru acest tip de aplicații.

Capitolul 3 – prezintă validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului magneto-reologic la operarea în aer și în apă.

Capitolul 4 – prezintă investigațiile experimentale realizate în configurație dreaptă cu dispozitivul magneto-reologic de control a curgerii pe standul de vârtej de la Facultatea de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara. Este analizat câmpul hidrodinamic mediat al componentelor meridională și circumferențială ale vitezei (măsurători de viteze - 2D Laser Doppler Velocimetry) și cel nestaționar de presiune (măsurători de presiune – echipamentul de monitorizare a presiunii nestaționare la peretele secțiunii de test) la mai multe regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic.

Capitolul 5 – Prezintă validarea simulărilor numerice realizate la același regimuri de operare ca și cele obținute experimental cu scopul de a extinde înțelegerea fenomenelor hidrodinamice din conul tubului de aspirație al generatorului de vârtej. Este susținut faptul că simularea numerică reproduce rezonabil câmpul mediat de viteze și cel nestaționar de presiune.

Capitolul 6 – utilizând rezultatele experimentului numeric validat, în acest capitol este studiată morfologia nestaționară a filamentului central de vârtej unde este analizată evoluția filamentului vârtejului central în timp și cu modificarea regimului hidrodinamic. Sunt explicate mecanismele care generează componenta de tip piston în curgere monofazică, în configurație dreaptă, în conul de aspirație al generatorului de vârtej.

Capitolul 7 – prezintă analiza experimentală a curgerii din conul tubului de aspirație la interacțiunea cu 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație.

Capitolul 8 - prezintă concluziile finale obținute în urma studiului realizat precum și contribuții personale și perspective pentru continuarea cercetării.

PARTEA I

Proiectarea, validarea si analiza unui dispozitiv magneto-reologic

Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 25

2. PROIECTAREA APLICAȚIEI CU FLUID MAGNETO-REOLOGIC PENTRU CONTROLUL TURAȚIEI ROTORULUI GENERATORULUI DE VÂRTEJ

2.1. Introducere

Pentru extinderea turației rotorului generatorului de vârtej s-a optat pentru utilizarea unui dispozitiv magneto-reologic de tip frână [13, 94]. Dispozitivele magneto-reologice sunt aplicații ale fluidelor magneto-reologice (MR). Potențialul utilizării acestor fluide a fost descoperit și valorificat pentru prima dată în anul 1948 de către Jacob Rabinow la Biroul Național de Standarde din Statele Unite prin intermediul unui ambreiaj magneto-reologic [95]. În zilele noastre , aplicații e acestor materiale sunt des întâlnite atât la nivel de prototip dar și în aplicații comerciale și produse de serie. Aceste dispozitive pot fi amortizoare [96-100], frâne [12, 101-108], ambreiaje [95, 109-111], etanșări rotitoare [112, 113], servovalve [114] și dispozitive de polishat [115, 116].

Din punct de vedere al tipului de solicitare a fluidului MR în aplicații se disting 3 tipuri de categorii și combinații ale acestora: solicitare în mod de tip supapă – fluidul MR curge printr-un orificiu, solicitare în mod de tip forfecare directă – fluidul MR este forfecat între doi pereți și solicitare în mod de tip strivire – fluidul MR este strivit.

Primul mod de solicitare descris de Figura 2.1 este modul de tip supapă, întâlnit cel mai frecvent în aplicații de tip amortizor [96-100].



Figura 2.1. Solicitarea în modul de tip supapă (stânga), Schema simplificată a amortizorului cu fluid magneto-reologic (MR) (dreapta)

Solicitarea fluidului în amortizorul MR este prezentată schematic în Figura 2.1. Principiul de funcționare este același ca și la amortizoarele clasice. Datorită solicitării F asupra amortizorului, fluidul sub presiune este forțat să pătrundă printr-o supapă de transvazare din camera C2 în camera C1 a amortizorului, Figura 2.1 dreapta. În

Introducere -

amortizorul clasic, căderea de presiune cauzată de această trecere este datorată doar efectului vâscos (pur reologic al uleiului utilizat). La amortizorul MR, căderea de presiune este suma unei componente datorată efectului vâscos și o componentă generată de efectul magneto-vâscos asupra fluidului MR [117]. Efectul magnetovâscos este generat cu ajutorul unui electromagnet înglobat în amortizor care generează un câmp magnetic variabil perpendicular pe direcția de curgere a fluidului MR.

Forfecarea fluidului MR între un element fix și unul mobil este cea de-a doua categorie, Figura 2.2 la care se încadrează frânele și ambreiajele magneto-reologice [12, 13, 95, 105, 109, 110, 118, 119]. La acest mod de operare, viteza elementului mobil care se află în contact cu fluidul MR este modificată atunci când un câmp magnetic diferit de 0 este aplicat.



Figura 2.2. Solicitarea în modul de tip forfecare (stânga), Schema simplificată a unei frâne cu fluid magneto-reologic (MR) configurație de tip tambur – adaptată după [119] (dreapta)

A treia categorie de solicitări aplicate fluidelor MR se întâlnește în unele dispozitive care strivesc fluidul în interstiții mici [96, 120-122]. Aceste amortizoare sunt utilizate de obicei pentru diminuarea sau eliminarea unor perturbații de amplitudine scăzută și frecvență ridicată. Practic, acestea folosesc fluide MR activate cu un câmp magnetic extern pentru a produce o forță de strivire variabilă. Deci, se încadrează tot în categoria elementelor de control semi-activ.

Avantajul utilizării fluidelor MR în aplicatii ingineresti vine din capacitatea acestor materiale inteligente. Odată cu aplicarea unui câmp magnetic moderat (~1 T) vâscozitatea aparentă a unui fluid MR conventional poate creste cu pana la 3 ordine de mărime de la starea de lichid la guasi-solid [123]. Această schimbare de stare este consecința compoziției lor. În funcție de compoziție, fluidele MR se împart în două categorii: fluide MR conventionale si fluide MR hibride. Fluidele MR conventionale constă din microparticule de Fe (1-20 µm) dispersate în diverse tipuri de lichide de bază și stabilizate cu un agent tixotropic sau un surfactant [123-125]. Fluidele MR hibride (bi-disperse) se obțin prin dispersarea de microparticule magnetizabile întrun fero-fluid. Acestea au avantajul ca sunt mai stabile datorita nano-particulelor "norișori" magnetice din fero-fluid. Nano-particulele formează în iurul microparticulelor si se agita termic – Figura 2.3 b, împiedicând într-o anumita măsura procesul sedimentarii. Pe lângă aceasta, acestea se aglomerează/grupează în microcavitățile din formațiunile de microparticule - Figura 2.3 a comparativ cu b. Aceste Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 27

fluide compozite manifestă un efect magneto-vâscos și magneto-reologic comparabil cu cel al fluidelor MR convenționale [126].



Figura 2.3. Formarea lanțurilor de particule în cazul fluidului magneto-reologic (a) și a compozitului bi-dispers (b) la aplicarea unui câmp magnetic adaptată după [127]

Marele avantaj în utilizarea acestor materiale îl reprezintă schimbarea structurală care are loc în prezența câmpului magnetic. Aceasta este foarte rapidă (fracțiuni de secundă), reversibilă (este recuperată odată cu îndepărtarea acestuia) și mai mult de atât controlabilă (intensitatea modificării este direct proporțională cu intensitatea stimulului aplicat). În plus, fluidul supus câmpului magnetic manifestă o tensiune de prag dependentă de câmpul magnetic, respectiv controlabilă cu ajutorul unui câmp magnetic aplicat [128]. Acest aspect face fluidele MR extrem de competitive în utilizarea în aplicații inginerești.

Figura 2.4 prezinta comportamentul unui fluid magneto-reologic convențional (a) și a unui compozit bi-dispers (b), omogenizate și inserate apoi intre două plăci nemagnetizabile, înainte și după aplicarea unui câmp magnetic.



Figura 2.4. Comportarea unui FMR (a) comparativ cu a unui compozit bi-dispers FCM (b), în absența, respectiv în prezenta unui câmp magnetic aplicat

În funcție de intensitatea câmpului magnetic aplicat asupra celor două materiale se diferențiază trei situații: *i*) în absenta câmpului magnetic, particulele sunt

Definirea cerințelor frânei magneto-reologice pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 28

distribuite haotic în întreg volumul lichidului de bază; atunci când plăcile sunt puse în mișcare de translație, deplasarea lor este influențată doar de efectul vâscos al lichidului de bază, *ii*) odată cu aplicarea unui câmp magnetic H > 0, o mare parte din particulele dispersate în lichid, magnetizându-se, formează structuri de tip lanțuri care se orientează de-a lungul liniilor de câmp [126, 129, 130]; acestea restricționează curgerea fluidului, în consecință, antrenând plăcile în mișcare de translație ele sunt ușor frânate și *iii*) la valoarea de saturație a câmpului magnetic, când toate particulele sunt prinse în aceste lanțuri, fluidul devine un cvasi-solid care restricționează și mai mult deplasarea celor două plăci. Pentru fluidele magneto-reologice concentrate, la valori mari ale inducției câmpului magnetic aglomerările devin mai complexe – rețele tridimensionale, și mai dificil de rupt Figura 2.3 a. Dezavantajul acestor fluide MR convenționale este faptul ca particulele sedimentează.

2.2. Definirea cerințelor frânei magneto-reologice pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej

Frânele magneto-reologice sunt cele mai răspândite aplicații ale FCM. Conform Lijesh [104], frânele magneto-reologice sunt considerate o opțiune eficientă și inteligentă de înlocuire a frânelor clasice. Sistemele clasice de frânare sunt soluții constructive cu multe elemente mecanice în mișcare. Mai mult, aceste necesită diverse acționări hidraulice sau mecanice care la rândul lor sunt elemente destul de complexe. Pe lângă acestea, discurile și plăcuțele de frână ale sistemelor clasice generează un praf poluant și dăunător mediului [103]. În contrast cu frânele clasice, frânele magneto-reologice (MR), sunt relativ simple constructiv și nu necesită înlocuirea vre-unui element (ex. discuri sau plăcuțe) în cazul în care nu se depășesc limitele de exploatare stabilite la proiectare. Mai mult decât atât, controlul acestora poate fi realizat foarte ușor prin intermediul unui electromagnet. În general, frânele magneto-reologice sunt utilizate pentru frânarea unor mase aflate în mișcare de rotație. Deci, principalul lor scop este acela de a disipa putere sau moment cu ajutorul unui fluid magneto-reologic forfecat într-un interstițiu.

Asemenea acestor dispozitive, pentru controlul turației unui rotor care funcționează complet imersat în apă, a fost utilizată o frână magneto-reologică [12, 13]. Scopul acestui dispozitiv constă în extinderea regimurilor de funcționare a unui generator de curgere cu vârtej proiectat inițial să funcționeze la o turație de 1020 rpm.

Principala condiție de la care se pornește în proiectare este momentul de frânare corespunzător puterii maxime pe care trebuie să o controleze frâna magneto-reologică la o turație specifică. Pentru stabilirea momentului maxim de frânare pe care trebuie să-l asigure frână magneto-reologică s-a utilizat graficul de moment în funcție de turație a rotorului obținute din simulare numerică, Figura 2.5.



Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 29

n [rpm]

Figura 2.5. Momentul în funcție de turație pentru rotorul generatorului de vârtej, date obținute din simulare numerică [31]

Datele numerice obținute pentru rotorul generatorului de vârtej au fost apoi fitate utilizând o ecuație lineară rezultând:

M(n) = 8,4254 - n * 0.00952	(2.1)
-----------------------------	-------

astfel poate fi calculata puterea utilizând:

$$P = M.\Delta\Omega \tag{2.2}$$

unde P este puterea necesară [W], M este momentul de frânare [Nm], iar $\Delta\Omega$ [rad/s] este diferența dintre turația de ambalare și turația la care se dorește frânarea rotorului.

Datele obținute sunt pr	ezentate în Tabelul 2.1.
-------------------------	--------------------------

Tabelul 2.1. Momentul respectiv puterea necesară pentru frânarea rotorului generatorului de vârtej fata de turația de ambalare n=885 rpm

n	Ω [rad/s]	ΔΩ	м	P[W]
[rpm]		[rad/s]	[Nm]	
300	31.45	61.22	5.57	341.00
400	41.93	50.74	4.62	234.42
500	52.41	40.26	3.67	147.75
600	62.89	29.78	2.71	80.70
700	73.38	19.29	1.76	33.95
800	83.86	8.81	0.81	7.14
885	92.67	0.0	0.0	0.00

Analizând datele prezentate anterior, s-a determinat momentul maxim de frânare pentru dispozitivul magneto-reologic. Pentru frânarea rotorului la **300** de rpm este deci necesar un moment de **5.57 Nm** la o putere de **341 W**. Drept urmare, principala cerință care se consideră în etapa de proiectare este momentul și turația pe care trebuie să le satisfacă prin frânare magneto-reologică dispozitivul.

2.3. Proiectarea dispozitivului de control a curgerii. Considerații de proiectare

Proiectarea dispozitivelor magneto-reologice constă într-o tehnică inginerească de îmbinarea proprietăților fluidelor controlabile magnetic cu parametrii geometrici și magnetici specifici unui anumit tip de dispozitiv pentru anumite condiții de operare. Pentru proiectarea dispozitivului magneto-reologic de tip frână pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej sunt de interes factorii precum:

- alegerea geometriei dispozitivului magneto-reologic de control și a interstițiului;
- proiectarea magnetică a dispozitivului include proiectarea electromagnetului, alegerea materialelor utilizate și proiectarea circuitului magnetic;
- etanşarea şi lăgăruirea dispozitivului;
- sistemul de răcire;
- stabilirea legăturii dintre momentul magneto-reologic de frânare, proprietățile fluidului magneto-reologic utilizat și condițiile de funcționare;
- caracterizarea magneto-reologică a fluidelor utilizate pentru aplicația de control;

Atunci când nu există constrângeri geometrice, dispozitivele magnetoreologice pot fi supradimensionate atât pentru un control mai bun al momentului cât și pentru stabilitate termică. Stabilitatea termică este de interes deoarece poate avea efecte nedorite asupra momentului transmis [111]. Având în vedere că dispozitivul de control magneto-reologic va funcționa imersat în apă, efectele termice vor fi neglijate în această metodologie. Metodologia de proiectare prezentată în continuare va începe prin alegerea geometriei dispozitivului de control urmată de proiectarea magnetică, iar apoi vor fi prezentate demersurile realizate pentru stabilirea legăturii dintre momentul magneto-reologic de frânare, proprietățile fluidului magneto-reologic utilizat și condițiile de funcționare. Alegerea și caracterizarea fluidelor magnetoreologice precum și obținerea parametrilor de proiectare va fi prezentată în subcapitolele următoare. Aplicarea metodologiei de proiectare precum și validarea acesteia pe un dispozitiv existent va fi discutată. Mai mult, comportamentul dispozitivului existent, scară 1:1 cu cel utilizat pentru controlul curgerii în generatorul de vârtej va fi analizat la funcționarea în mediu de lucru aer și apă.

Dispozitivul magneto-reologic de control se adresează controlului curgerii la regimuri de operare quasi-staționare. La aceste regimuri, vârtejul central este dezvoltat, iar generatorul de vârtej nu trece prin regimuri tranzitorii. Din acest motiv, răspunsul dinamic al dispozitivului și timpul de activare al fluidului magneto-reologic în dispozitiv nu vor fi considerate în această etapă.

2.3.1. Alegerea geometriei dispozitivului magneto-reologic de control

Așa cum a fost precizat mai sus, atunci nu există constrângerii geometrice, dispozitivele magneto-reologice pot fi supradimensionate pentru un mai bun control termic dar și a momentului magneto-reologic de frânare. În cazul generatorului de vârtej de la Universitate Politehnica Timișoara, aspectul termic poate fi neglijat în Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 31

această etapă deoarece dispozitivul va funcționa complet imersat în apă. Spațiul geometric disponibil în butucul rotorului este limitat drept urmare există constrângeri dimensionale care restricționează supradimensionarea dispozitivului. Așadar, în Figura 2.6 a este prezentată geometria interioară disponibilă pentru dispozitivul magneto-reologic de control. Această geometrie este mărginită radial pe exterior de către paletajul rotoric al generatorului de vârtej, iar spre interior de către butucul de fixare a ogivei. Axial, extensia maximă disponibilă este limitată în jos de către corpul ogivei, respectiv în partea superioară de către butucul paletajului statoric. Distanța axială dintre paletajul statoric și cel rotoric este fixă.



Figura 2.6 Secțiune butuc paletaj rotoric (a) geometria selectată pentru dispozitivul magnetoreologic de control (b) detaliu privind interstițiile rezultate (c)

Pornind de la spațiul geometric disponibil (lungime maximă de L=60 mm, la o rază exterioară maximă disponibilă R_{ext}=40 mm și o rază interioară a butucului de R_{int}=13.5 mm) rezultă un volum de 267 cm³. Conform Nguyen și Choi [131], pentru diferite rapoarte dintre R_{ext}/L se recomandă selecția unui anumit tip de dispozitiv. Tabelul 2.2 prezintă dependența dintre R_{ext}/L și tipul de geometrie optima determinate de către cei doi autori.

Tabelul 2.2. Selectarea tipului de dispozitiv magneto-reologic [131] în funcție de spațiul geometric disponibil pe baza raportului R_{ext}/L

R _{ext} /L	Selecția tipului de dispozitiv MR
$R_{ext}/L < 0.36$	tip disc cu o singură bobină
$R_{ext}/L > 1.5$	tip T cu o singură bobină
0.75< R _{ext} /L<1.5	de tip T hibrid cu două bobine
$R_{ext}/L > 2$	tip butuc cu o singură bobină
$0.36 < R_{ext}/L < 0.75$	tip hibrid cu o singură bobină

Din constrângerile geometrice disponibile în butucul rotorului generatorului de vârtej, rezultă pentru dispozitivul de proiectat raportul $R_{ext}/L = 0.67$. Drept urmare, conform recomandărilor lui Nguyen și Choi [131] a fost selectată o geometrie de tip cilindru dublu concentric cu o singură bobină, Figura 2.6.

Pentru a obține un bun comportament de frânare pentru dispozitivul magnetoreologic de control interstitiul dintre partea rotitoare si cea fixă trebuie ales corect. În cazul geometriei pentru care s-a optat se disting două interstiții, conform Figurii 2.6. dreapta. Din punct de vedere teoretic, considerând aer în cele două interstiții, cu cât sunt mai reduse dimensiunile acestora cu atât mai puternic este fluxul magnetic în acestea, iar cu cât mai puternic fluxul magnetic cu atât mai ușor de atins momentul de frânare scontat. Mai mult decât atât, un interstițiu de dimensiuni mici menține uniformă distribuția fluxului magnetic [105]. Totuși, dimensiunea acestor interstiții nu trebuie să fie foarte redusă deoarece un volum prea mic de fluid magneto-reologic poate să atingă pragul de temperatură limită a acestuia. Pentru determinarea interstițiului optim pentru o frână magneto-reologică de tip disc, Acharya și Kumar [132] au utilizat algoritmi genetici. Parametrii considerati de acestia au fost diametrul discului și grosimea interstițiului de fluid. Din analizele acestora, un interstițiu între 0.5 mm și 2 mm a fost obținut. Un interstițiu de 0.5 mm a fost selectat și de către Li și Du [133]. Aceeași grosime a interstițiului de 0.5 a fost selectată și de către Rossa et al. [134].

În acord cu geometria cilindru dublu concentric prezentată și constrângerile discutate mai sus pentru dispozitivul magneto-reologic de control a turație paletajului rotoric al generatorului de vârtej s-au ales două interstiții de 1 mm fiecare. Aceste interstiții au o înălțime de **H=0.028 m** și razele: **r1 0.0355 m, r2= 0.0345 m, r3=0.0325 m** și **r4=0.0315 m,** elemente prezentate în detaliul din Figura 2.6. Aceste raze au fost alese astfel încât să fie cât mai apropiate de raza exterioară unde are loc transferul termic dintre puterea disipată și apă.

2.3.2. Selectarea fluidelor magneto-reologice

Sunt alese pentru această aplicație două fluide magneto-reologice convenționale comerciale (MRF 336 AG și MRF 132 DG) produse de firma LORD Co [22] si un compozit hibrid bi-dispers, în două concertații, special conceput (SMR 35% Fe) pentru această aplicatie în Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române, Filiala Timisoara [12]. Probele alese sunt prezentate în Tabelul 2.3. Prima etapă din analiza probelor, contă în pregătirea acestora. În această etapă un volum de aproximativ 100 ml de probă este supus unei proceduri de mixare intensă în vederea omogenizării amestecului. În funcție de vâscozitatea fluidului, această procedură poate fi realizată prin diferite modalități: agitare ultrasonică, agitare mecanică sau manuală. Deoarece probele utilizate s-au aflat în repaus pentru mai mult de 3 luni, acestea au fost agitate intens manual, cu ajutorul unei baghete de sticla timp de 5 minute fiecare. Bulele de aer generate în procedura de mixare au fost mai apoi eliminate din probe cu ajutorul unui generator de vacuum timp de 30 de minute. Odată asigurată omogenitatea probei, un volum de 0.063 ml din aceasta a fost inserat intre plăcile celulei magneto-reologice pentru a fi investigat cu ajutorul unei pipete aradate.

Tabelul 2.3. Fluidele magneto-reologice selectate		
Indicativul probei	Producător	Caracteristici
MRF 132 DG	Lord Corporation	Lichid de bază: Hidrocarbură Particule magnetizabile: micro particule Fe Timp de răspuns: <0.015 ms
MRF 336 AG	Lord Corporation	Lichid de bază: Ulei Siliconic Particule magnetizabile: micro particule Fe Timp de răspuns: <0.02 ms
SMR 35% Fe	Laboratorul de Lichide Magnetice	Lichid de bază: Ferofluid pe bază de ulei de transformator (UTR), Magnetizație de saturație: 1000 G și 950 G . Particule magnetizabile: micro particule Fe + nano particule de Fe ₃ O ₄ Timp de răspuns: <0.01 ms

Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 33

Principalele diferențe dintre fluidele comerciale convenționale și cel hibrid produs de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara, constă în tipul de lichid de bază în care sunt dispersate microparticulele magnetizabile de Fe. În cazul fluidelor comerciale MRF 132 DG și MRF 336 AG, lichidul de bază este un mediu ne-magnetic cu proprietăți de fluid (hidrocarbură pentru MRF 132 DG și ulei siliconic pentru MRF 336 AG) în care sunt dispersate concentrații mari de particule magnetizabile [14]. În cazul hibridului SMR 35% Fe, lichidul de bază este un ferofluid a cărui magnetizație de saturație este de 950 și 1000 Gauss. Acest ferofluid conține un lichid de bază (ulei de transformator) în care sunt dispersate nanoparticule de Fe₃O₄ stabilizate cu un strat de acid oleic [135]. Dimensiunea microparticulelor de Fe dispersate în acesta este de 10 μm .

2.3.3. Proiectare magnetica a dispozitivului magnetoreologic de control

Conform Huang [106], circuitul magnetic al unei frâne cu fluid magnetoreologic, trebuie să fie capabil să satureze fluidul pentru a obține momentul de frânare dimensionat în proiectare. Din această cauză, proiectarea magnetică a dispozitivului trebuie să considere toate aspectele care influențează câmpul magnetic în zona interstițiului care găzduiește fluidul magneto-reologic și distribuția câmpului magnetic în interstițiu trebuie studiată. Pentru a exploata corect fluidul magneto-reologic, liniile de câmp magnetic trebuie să străbată perpendicular fluidul de-a lungul curgerii acestuia [136]. În același timp, inducția câmpului magnetic trebuie să fie suficient de mare, astfel încât să străbată uniform toată lungimea interstițiului. Din punct de vedere al materialului utilizat pentru carcasa magnetică și a părții fixe care trebuie să fie ușor magnetizabile și demagnetizabile se recomandă utilizarea unui aliaj de fier "moale" de tipul Ni-Fe [137].

Proiectarea bobinei dispozitivului magneto-reologic pornește de la aria secțiunii disponibile în interiorul carcasei magnetice. Pornind de la Figura 2.6, în Figura 2.7 este prezentat tamburul bobinei de proiectat.



Figura 2.7. Detaliu privind tamburul bobinei de proiectat

Așadar, pornind de la caracteristicile geometrice ale acestuia se poate calcula aria secțiunii dreptunghiulare marcate cu verde în Figura 2.7 care este egală cu 0.0033m². Conform relației 2.4 [138], înălțimea maximă a bobinajului (distanța dintre cele două raze marcate în figura din stânga sus) poate fi exprimată cu relația:

$$h_{max} = d^2 \frac{n}{b} \tag{2.3}$$

unde, *d* este diametrul spirei bobinei incluzând izolația, *n* este numărul de spire, iar *b* este lățimea bobinei. Din această formulă se poate deduce numărul de spire ca fiind: $n = \frac{h_{max}*b}{d^2}$ (2.4)

Din constrângerile geometrice ale tamburului, înălțimea maximă h_{max} a bobinei este limitată la 16 mm, iar lățimea b la 22 mm. Asadar, singura necunoscută pentru stabilirea numărului de spire este diametrul d al spirei utilizate pentru bobinaj. Pentru stabilirea grosimii cele mai potrivite pentru firul utilizat în constructia bobinei unui dispozitivului magneto-reologic de control, Karakoc [139] recomandă maximizare densității curentului electric în circuitul bobinei. Conform acestuia, densitatea curentului electric care poate fi aplicat unui electromagnet este limitată de aria secțiunii firului, materialul acestuia și saturarea fluxului magnetic din materialul utilizat pentru construcția dispozitivului magneto-reologic. Din calculele realizate de acesta, grosimea care poate transporta cea mai mare capacitate de curent este în acord cu standardul American AWG (American wire gauge) este AWG21. Această grosime este echivalenta cu diametrul de 0.723 mm și densitatea curentului transportat de aceasta ajunge la 2.653 A/mm². O caracteristică asemănătoare o are și firul de grosime AWG 24, echivalent cu aproximativ 0.5 mm care poate transporta un curent electric de până la 2.564 A/mm². Grosimea redusă a firului AWG24 comparativ cu AWG21 permite realizarea unei bobine cu un număr mai mare de spire, și cu un flux magnetic superior. Pentru a maximiza inducția câmpului magnetic în dispozitiv, atât miezul bobinei cât și corpul acesteia (carcasa reprezentată în Figura 2.6. dreapta sus) au fost proiectate dintr-un aliaj de fier moale de înaltă puritate care favorizează și facilitează conducerea fluxului magnetic astfel încât câmpul magnetic rezultat să fie constant în interstitiul care urmează să găzduiască fluidul MR. În acest fel, capacitatea de control și frânare cu dispozitivul magneto-reologic de control să fie cât mai ridicată.

Tehnologia de fabricație a bobinelor presupune o anumită așezare a spirelor pentru obținerea unui factor de umplere cât mai bun. Cu cât factorul de umplere este mai aproape de 1, cu atât mai multe spire va avea bobina. Însă, acest lucru presupune costuri mai ridicate pentru fabricarea bobinelor, iar în general un factor de umplere de 0.8 este obținut prin înfășurare elicoidală a spirei [138]. Bobinele sunt inductoare care pot stoca energia sub forma unui câmp magnetic. Aceste bucle înfășurate pe un tambur sunt străbătute de un curent electric de o intensitate I, iar în acest fel se generează un flux magnetic Φ . Fluxul magnetic Φ generat în jurul unei bobine va crește odată cu numărul de spire ale bobinei. Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 35

Pentru grosimea firului ales de 0.5 mm, numărul de spire maxim pentru aria secțiunii disponibilă pentru bobina dispozitivului magneto-reologic de control, determinat cu ec. 2.5 este de 1320 spire. Ținând cont de factorul de umplere de 0.8 din numărul total de spire, pentru o bobină înfășurată elicoidal numărul total de spire este de 1056.

Vâscozitatea fluidului MR este controlată de câmpul magnetic, drept urmare în analiza dispozitivului magneto-reologic de control prima etapă este analiza electromagnetică pentru a determina distribuția câmpului magnetic în acesta. Pentru analiza realizată a fost utilizat pachetul software opensource FEMM 4.2. Acest pachet software permite rezolvarea problemelor 2D plane dar și a problemelor 3D axialsimetrice. Pachetul software permite atât analiza atât pentru materiale care au un comportament magnetic liniar cât și neliniar, conform celui prezentat pentru MRF 132 DG în Figura 2.8. din datele oferite de producătorul Lord Co. [140].



H (kAmp/m)

Figura 2.8. Curba de magnetizație B-H pentru fluidul MR MRF132DG oferită de producătorul LORD Co. [140]

Așa cum poate fi observat în Figura 2.6. dreapta, geometria dispozitivului magneto-reologic de control pentru rotorul generatorului de vârtej este una axialsimetrică drept urmare, simplificarea problemei numerice este favorabilă și rentabilă din punct de vedere al timpului de calcul. Pe lângă geometria dispozitivului, atât proprietățile materialului dar și condițiile la limita domeniului sunt adecvate pentru un calcul 2D-axial simetric.

Construcția domeniului de analiză pentru dispozitivul magneto-reologic de control pornește de la geometria sistemul proiectat în CAD, Figura 2.9. stânga. În pachetul software FEMM 4.2. a fost realizat domeniul 2D axial-simetric al dispozitivului magneto-reologic a cărui elemente componente sunt prezentate în Figura 2.9 mijloc. Așa cum se poate observa în aceeași figură, în partea dreaptă, un domeniu de tip deschis a fost selectat. Acest domeniul 2D axial-simetric al dispozitivului magneto-reologic este înconjurat de aer. Această frontieră la limita domeniului de analiză a fost aleasă pentru a nu influența câmpul magnetic din dispozitiv. Toate elementele



geometrice realizate pentru analiza numerică au fost dimensionate în acord cu geometria CAD.

Figura 2.9. Vedere secțiune dispozitiv MR de frânare (stânga), domeniu de analiză din FEMM4.2 (mijloc) vedere frontieră de tip domeniu deschis (dreapta)

Pentru ca pachetul software FEMM 4.2 să poată realiza calculul proprietățile materialelor utilizate trebuie definite. Astfel, permeabilitatea μ a fiecărui material utilizat este considerată în calcul (μ =*dB/dH*). În general, pentru materialele magnetizabile permeabilitatea μ nu este constantă pe întreg domeniul de operare și este în funcție de câmpul magnetic, astfel relația dintre *B* (inducția câmpului magnetic – Tesla) și *H* (fluxul magnetic – A/m) este neliniară. Mai mult decât atât, materialele nu pot conduce un flux magnetic infinit, saturându-se la o anumită limită *H*_{sat}. În cazul oțelului sau al fierului, legea de variație a permeabilității μ este aproape liniară și in calcul erorile asociate acesteia sunt mici însă diferențele care provin din saturația sau capacitatea de transport a fluxului magnetic a unui anumit material feros sunt dramatice. În cazul aluminiului, permeabilitatea magnetică este neglijabilă și în general este considerată aceeași ca și în cazul vidului (4nx10^-7 N/A²). În cazul fluidelor MR, curba de magnetizație B-H este puternic neliniară, vezi Figura 2.8, drept urmare acest tip de comportament trebuie considerat în calcul.

Materialele selectate pentru simularea numerică sunt: întrefier magnetizabil , carcasă magnetizabilă și parte rotativă – fier pur, placă de izolare – aluminiu, bobină – fir de cupru, 1054 de spire de diametru 0.5 mm, și interstițiile de 1 mm fiecare – aer și MRF 132 DG cu proprietățile oferite de producător (curba de magnetizație B-H, Figura 2.8). Pentru alimentarea circuitului bobinei a fost considerat un curent de 2A. Domeniul de analiză considerat a fost discretizat spațial cu aproximativ 200 000 de elemente de tip triunghiular. Acest tip de elemente este singurul tip de discretizare disponibil în FEMM 4.2. Figura 2.10 prezintă rețeaua de discretizare utilizată pentru calculul magnetostatic pentru geometria dispozitivului magneto-reologic de control.


Figura 2.10. Domeniul de analiză discretizat din pachetul software FEMM 4.2

Din calculul realizat s-a urmărit distribuția câmpului magnetic în interstițiile dispozitivului magneto-reologic de control precum și direcția câmpului magnetic dată de vectorul B. Au fost analizate 2 cazuri, cu aer și cu MRF 132 DG în cele două interstiții. Densitatea și distribuția câmpului magnetic în cele două cazuri, este prezentată calitativ în Figura 2.11(stânga) pentru situația în care cele două interstiții sunt considerate cu aer, (dreapta) pentru situația în care fluidul comercial MRF 132 DG este montat.



Figura 2.11. Inducția câmpului magnetic (T) în geometria dispozitivului magnetic în prezența aerului în cele două interstiții (stânga) în prezența fluidului MRF 132 DG (dreapta)

Rezultatele calcului magnetostatic pe domeniul de analiză corespunzător dispozitivului magneto-reologic de control în situația în care în cele două interstiții (i1 și i2) este considerat aer evidențiază o neuniformitate a câmpului magnetic în zona superioară. Acest aspect însă se reglează odată cu luarea în considerare a fluidului MRF 132 DG în cele două interstiții. Acest lucru se datorează modului în care dependența B-H a fluidului MR considerat modifică comportamentul întregului sistem analizat. Permeabilitatea fluidului MRF 132 DG conduce mai bine liniile de câmp magnetic decât aerul.

Un alt aspect observat din rezultatele calcului numeric este direcția câmpului magnetic generat de către bobina propusă spre utilizare. În calcul a fost considerată înfășurarea elicoidală a bobinei în sens orar, lucru care a condus la generarea unui câmp magnetic de același sens orar. Se mai observă faptul că densitatea maximă calculată se regăsește în zona centrală a dispozitivului (culoare roz), în miezul bobinei și ajunge până la aproximativ 2T. Acest lucru sugerează faptul că materialul selectat pentru corpul dispozitivului și întrefierul magnetizabil este potrivit pentru acest tip de aplicație. Densități ale fluxului magnetic comparabile au fost obținute și de alți autori pentru configurații similare [101, 103].

În continuare, o analiză cantitativă a fluxului magnetic a fost realizată pentru cele două cazuri investigate de-a lungul celor două interstiții, Figura 2.12. Atât pentru cazul în care în calcul a fost utilizat aer în interstiții, cât și pentru cazul cu MRF 132 DG, se observă că geometria și materialele utilizate în construcția dispozitivului de control reușesc să mențină o distribuție aproape constantă de-a lungul înălțimii h (0 mm – lângă placa de etanșare, 28 – în partea superioară a dispozitivului). Inducția câmpului magnetic B maximă este în interstițiul i1, cu o valoare de 0.24 T pentru cazul în care în interstițiu este considerat MRF 132 DG, și scade cu 15% pentru același interstițiu cu aer. Cu toate că distanța radială dintre cele două interstiții este mică (<5 mm), o diferență de 15% între inducția câmpului magnetic B între cele două este determinată din calculul realizat cu pachetul FEMM 4.2.



Figura 2.12. Inducția câmpului magnetic în cele două interstiții de-a lungul înălțimii h în cele două cazuri calculate – cu aer (linie de culoare neagră) și MRF 132 DG (linie de culoare albastră)

2.3.4. Stabilirea legăturii dintre momentul magnetoreologic de frânare, proprietățile fluidului magnetoreologic utilizat și condițiile de funcționare

În general, momentul total de frânare (M total) pe care îl poate genera un dispozitiv magneto-reologic este consecința a trei componente: a) momentul generat de frecări mecanice în lagăr și dispozitiv (M mec), b) moment generat de forțe de frânare electro-magnetice (M em) și c) moment generat de forțele de frânare magneto-reologice(M mr). Deci se poate scrie:

$$M_{total} = M_{mec} + M_{em} + M_{mr} \tag{2.5}$$

În proiectare, se considera că dispozitivul proiectat trebuie să asigure momentul de frânare necesar doar din frânare magneto-reologică. Ca urmare, contribuțiile în momentul total de frânare ale forțelor mecanice si electromagnetice sunt neglijate în etapa de proiectare. Aceste contribuții sunt elementele de siguranță pentru atingerea performantelor frânei. Aportul lor va fi determinat în etapa de analiza a frânei magneto-reologice proiectate.

De reamintit faptul că într-o frână magneto-reologică, fluidul este forfecat direct între pereții acesteia. Figura 2.13 prezintă o schiță a unei frâne magneto-reologice în care fluidul MR este forfecat între doi cilindrii concentrici [106].



Figura 2.13. Frâna magneto-reologică de tip tambur, cu cilindrii concentrici [106]

Principiul simplu care stă la baza funcționării acestui dispozitiv, constă în montarea unui fluid magneto-reologic (MR) în interstițiul dintre doi cilindrii concentrici, unul fix și unul mobil. În acest caz, cilindrul exterior este fix, iar cilindrul interior se rotește cu viteza unghiulară Ω [rad/s] împreună cu arborele dispozitivului. Prin intermediul unei bobine fixate în exterior, un câmp magnetic variabil, străbate perpendicular interstițiul care găzduiește fluidul MR. În acest mod, fluidul MR se structurează de-a lungul liniilor de flux magnetic și se opune curgerii, lucru care conduce la creșterea rezistenței la rotire a tamburului, adică frânarea acestuia. Acest efect este variabil și se modifică cu modificare fluxului magnetic produs de bobina care influențează vâscozitatea aparentă a fluidului magneto-reologic. Deci, momentul de frânare depinde de inducția câmpului magnetic B în interstițiu.

Pentru a caracteriza fluidele magneto-reologice în acest tip de configurații, se utilizează conceptele definite pentru viscozimetre cu cilindrii concentrici [141, 142]..

Stabilirea legăturii dintre momentul magneto-reologic de frânare, proprietățile fluidului magneto-reologic utilizat și condițiile de funcționare - 40

Figura 2.14 prezintă două configurații de tip cilindru simplu și dublu concentric pentru caracterizarea fluidelor magneto-reologice.



Figura 2.14. Configurație de reometru cu cilindru simplu concentric (stânga) figura adaptată după [25], Configurație de reometru cu cilindri dublu concentrici (dreapta) figura adaptată după [141]

În cele două configurații geometrice, fluidul este forfecat între rotor și pereții ficși ai celulei magneto-reologice. Se impune o viteză unghiulară Ω și se măsoară momentul M la arbore.

Pornind de la ipotezele că în dispozitiv curgerea este laminară și staționară, efectele de capăt sunt neglijabile, temperatura este constantă și nu există efect de alunecare la perete, Steffe [142] determină momentul ca fiind:

 $M = 2\pi H \tau r_2^2$

(2.6)

unde, H este înălțimea, τ este tensiunea de forfecare la peretele rotitor, iar r_2 este raza peretelui rotitor. Acest moment este descris pentru configurația în care r_2 se rotește și r_1 este fix (sistem Searle) însă poate fi aplicat și în cazul opus (sistem Couette).

Pentru configurația cu cilindrii dublu concentrici, Figura 2.11. dreapta, momentul este descris de Laun [141], pentru curgerea staționară a unui fluid Newtonian ca fiind:

$$M = 2\pi H \tau(\dot{\gamma}) (r_3^2 + r_2^2)$$
(2.7)

unde, r_3 și r_2 sunt razele paharului în mișcare de rotație.

Pentru determinarea vitezei de forfecare a fluidului $\dot{\gamma}$, în configurația cu cilindru dublu concentric, în termeni de viteză unghiulară se poate utiliza [141]:

$$\dot{\gamma} = \frac{2\Omega}{1-B} \tag{2.8}$$

unde B este:

$$B = \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2 \tag{2.9}$$

unde r_2 este raza exterioară a paharului rotitor, iar r_3 este raza exterioară a peretelui fix.

Utilizând 2.7, și cunoscând parametrii geometrici r_2 și r_3 alături de tensiunea de forfecare $\tau(\dot{\gamma})$ se poate dimensiona momentul pentru un dispozitiv magento-reologic în configurație cilindru-cilindru.

Pentru fluide ne-Newtoniene este primordială stabilirea relației dintre tensiunea de forfecare și viteza de forfecare care nu se mai realizează după legea lui Newton:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \tag{2.10}$$

Una dintre legile care caracterizează dependența tensiunii de forfecare cu viteza de forfecare pentru fluidele magneto-reologice este Power Law numită și Ostwald/de Waele, unde:

$$\tau = c \,\dot{\gamma}^P \tag{2.11}$$

unde c reprezintă coeficientul de curgere, care are legătură cu consistența materialului, iar p este exponentul legii puterii si reflecta tipul comportării: p < 1 comportare shear-thinning, p > 1 comportare shear-thickening, p = 1 comportarea fluidului Newtonian (relația (2.7 devine echivalentă cu 2.6).

Pentru această lege, Steffe [142] descrie relația dintre moment și viteza unghiulară (din viteza de forfecare) în dispozitivul simplu concentric ca fiind:

$$\Omega = \frac{p}{2c^{1/p}} \left(\frac{M}{2\pi H r_2^2}\right)^{1/p} \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{2/p}\right]$$
(2.12)

de unde M este:

$$M = 2\pi H r_2^2 \left(\frac{2\Omega}{p}\right)^p c \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{2/p}\right]^{-p}$$
(2.13)

care poate fi scrisă pentru dispozitivul dublu-concentric ca fiind:

$$\mathbf{M} = 2\pi H r_2^2 \left(\frac{2\Omega}{p}\right)^p c \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{2/p}\right]^{-p} + 2\pi H r_3^2 \left(\frac{2\Omega}{p}\right)^p c \left[1 - \left(\frac{r_3}{r_4}\right)^{2/p}\right]^{-p}$$
(2.14)

Ecuația 2.14. arată faptul că momentul nu este direct proporțional cu viteza rotorului, deoarece parametrii c și p variază după 2.11.

În concluzie, pentru proiectarea momentului de frânare magneto-reologic în configurație cilindru dublu concentric, este nevoie să se cunoască parametrii Legii Puterii care caracterizează fluidului magneto-reologic (MR) (c și p) la diverse densități ale fluxului magnetic în proba și elementele geometrice care caracterizează dispozitivul (raze și înălțimi). Parametrii c și p pot fi obținuți din curbele de curgere măsurate cu magneto-reometrul la diverse densități ale fluxului magnetic în probă. Aceleași densități ale fluxului magnetic utilizate în măsurătorile reologice trebuie să fie asigurate și de bobina dispozitivului în interstițiul care găzduiește fluidul magneto-reologic în dispozitiv.

Caracterizarea magneto-reologică a fluidelor utilizate pentru aplicația de control - 42

2.4. Caracterizarea magneto-reologică a fluidelor utilizate pentru aplicația de control

2.4.1. Introducere

În practică, fluidele magneto-reologice sunt utilizate ca elemente de control semi-activ în diverse aplicații inginerești. Marele avantaj al utilizării lor vine din abilitatea lor de a-și modifica vâscozitatea aparentă atunci când asupra lor acționează un câmp magnetic. Acest efect este reversibil și rapid (de ordinul a câteva milisecunde)[123]. Câmpul magnetic variabil pentru aceste dispozitive este asigurat de cele mai multe ori de către un electromagnet care poate fi controlat de la distanță. Astfel, montat în diverse interstiții sau configurații acest material cu vâscozitate variabilă devine un element de control. Din acest motiv, s-a optat pentru utilizarea unui dispozitiv magneto-reologic de control a turației rotorului generatorului de vârtej. Acest dispozitiv servește la controlul regimului hidrodinamic al generatorului de vârtej.

Totuși, comportamentul fluidelor MR nu este unul liniar [135, 143, 144], și diferă de la un fluid la altul. Din acest motiv, trebuie ținut cont de comportamentul reologic al acestora la operarea în aplicație. În general, comportamentul la solicitare (strivire, forfecare sau combinații ale celor două) în prezența unui câmp magnetic variabil este efectul cel mai des întâlnit în aplicații [118, 126, 145, 146]. În reologie, acest efect poate fi măsurat și interpretat prin curbe de vâscozitate sau curbe de curgere.

În funcționarea în aplicații de tip frână, Kumbhar [147] definește cerințele pentru fluidele magneto-reologice utilizate ca fiind: (i) vâscozitate scăzută în absența unui câmp magnetic "low off-state viscosity", (ii) tensiune de prag ridicată "high yield stress", (iii) comportamentul în functionare "in-use-thickening" și (iv) domeniu de temperaturi de exploatare larg "wide temperature range". Vâscozitatea în absența unui câmp magnetic a unui fluid magneto-reologic este dată de către vâscozitatea intrinsecă a fluidului de bază și fracția volumică de particule dispersate în acesta [148]. Cu cât fracția volumică de particule dispersate în lichidul de bază este mai mare cu atât este mai mare și vâscozitatea compozitului în absența câmpului magnetic dar și tensiunea de prag. În cazul conceptelor frânelor utilizate în industria automotive (pentru înlocuirea frânelor clasice cu disc), vâscozitate fluidului în absența câmpului magnetic trebuie să fie redusă astfel încât sistemul să disipe energie mecanică minimă cu un impact redus asupra rezistentei la înaintare a autovehiculului. În cazul nostru însă acest aspect nu este primordial. De interes este creșterea fracției volumice care conduce direct la cresterea momentului de frânare obtinut cu dispozitivul magnetoreologic.

Pentru dispozitivul de control magneto-reologic a turației rotorului generatorului de vârtej, dintre cerințele cheie definite de către Kumbhar [147] sunt tensiunile de prag ridicate, domeniul de temperaturi de exploatare cât mai larg și comportamentul în funcționare. Pe lângă acestea, conform definirii momentului magneto-reologic de frânare descris de relația 2.14 sunt necesari parametrii c și p din modelul Power Law descrisa de ecuația 2.11 aplicată pe curbele de vâscozitate. Datorită faptului că dispozitivul urmează să fie exploatat sub apă, este importantă imiscibilitatea lichidului de bază utilizat deoarece aplicația scontată va funcționa în mediu de lucru apă.

Toate aceste investigații vor fi prezentate în continuare comparativ pentru cele 3 fluide magneto-reologice selectate. Două fluide convenționale comerciale (MRF

132 DG și MRF 336 AG) și un fluid special produs de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române filiala din Timișoara (SMR 35% Fe în două concentrații).

In general, pentru evaluarea calitativă a rezultatelor caracterizării magnetoreologice este suficientă interpretarea grafică a rezultatelor obținute. Însă, atunci când volumul de date crește, sunt mult mai dificil de comparat rezultatele, deci o abordare cantitativă este necesară. Modelele matematice de aproximare a acestor rezultate sunt abordarea cantitativă necesară recomandată. Acestea sunt utilizate pentru a descrie printr-un număr relativ mic de parametri curbele obținute si se numesc modele de regresie, iar curbele aproximate se numesc curbe fitate [127].

Totuși, nu toate fluidele se comportă la fel, motiv pentru care nici aceste modele nu sunt universal valabile. De obicei, cercetătorii experimentați, aleg modelul matematic în urma unor observații empirice și evaluări calitative, însă nici această metodologie nu este universal valabilă. Oricum dacă nu există o corelare bună între valorile indicate de teste și cele indicate de model se recomandă alegerea unui alt model. Corelarea dintre cele două valori poate fi evaluată prin intermediul pătratului coeficientului de corelație R². Pătratul coeficientului de corelație reprezintă variația unei valori măsurate față de variabilele din modelul matematic utilizat. Atunci când R² tinde la 0 modelul utilizat nu este predictiv. Valoarea 1 a lui R² indică faptul că modelul descrie perfect comportamentul valorilor dat de datele analizat.

Pentru evaluarea comportamentului ideal-vâscos, funcția care descrie comportamentul este dată de legea lui Newton:

$$\tau = \eta \, \dot{\gamma} \, [Pa] \tag{2.15}$$

Pentru cuantificare tensiunii de prag pe curbele de vâscozitate va fi utilizată relația Casson:

$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\tau_c} + \sqrt{\eta_c \dot{\gamma}} \tag{2.16}$$

unde τ_c este tensiunea de prag Casson, iar η_c vâscozitatea Casson.

2.4.2. Echipamente experimentale pentru caracterizarea fluidelor magneto-reologice

Reometria reprezintă tehnologia de măsurare utilizata pentru obținerea de date reologice si se referă la sisteme sau instrumente de măsură care analizează și testează prin diferite metode curgerea fluidelor [127], precum si la testele reologice si la metodele de analiza a datelor.

Reometrul Physica MRC 300, Figura 2.15 din cadrul Laboratorului de Lichide Magnetice (LLM), Centrul de Cercetări Tehnice Fundamentale si Avansate (CCTFA) al Academiei Române Filiala Timișoara (ARFT) a fost utilizat pentru studierea comportării reologice a fluidelor alese pentru frâna magneto-reologică. Acest dispozitiv este format dintr-un motor (1) cu magneți permanenți care au o caracteristică de funcționare liniară cu timp foarte scurt de răspuns care asigură un control excelent al vitezei de forfecare, (2) un senzor de presiune normală de precizie înaltă, (3) reometrul propriu-zis, (4) celula de măsurare care poate fii de mai multe tipuri (cilindrica coaxială, cilindrica coaxială cu două interstiții între cilindrii concentrici, plăci paralele sau celula placă-placă magneto-reologică) și (5) termostatul pentru controlul temperaturii. Pe lângă sistemul cu termostat, un sistem separat cu o celulă Peltier este încorporat în celula de măsură. Toate elementele constitutive ale acestui dispozitiv realizează împreună măsurători în acord cu standardele ISO 3219 [149]. Performantele acestui dispozitiv sunt prezentate în Tabelul 2.4.

Echipamente experimentale pentru caracterizarea fluidelor magneto-reologice - 44



Figura 2.15. Reometrul Physica MCR 300 (stânga) componentele reometrului (dreapta)

Tabelul 2.4.	Performanțele	tehnice ale reometrului	Physica	MCR	300
		Unitate de			
		măsură [Si]			

	inabara [bij	
Tipul de lagăr al motorului		Lagăr pe aer
Cuplu minim	μNm	0.02*
Cuplu maxim	mNm	150
Rezoluția cuplului	μNm	<0.001
Domeniul de măsură a forței normale	Ν	0.01 până la 50
Rezoluția forței normale	Ν	0.001
Forța axială	Ν	0.01 până la 50
Intervalul de viteză	1/min	10 ⁻⁷ -1200
Intervalul de frecvență	Hz	10 ⁻⁴ -100
Intervalul de temperatură	°C	-150 până la +600*

În vederea realizării de măsurători în prezența unui câmp magnetic, se utilizează celula magneto-reologică MRD/TI-SN18581. Această celulă are o geometrie de tip placă-placă, Figura 2.16.



Figura 2.16. Celula de tip placă-placă cu proba de investigat (stânga), schema celulei de măsurare (dreapta)

Elementele componente ale acestei celule sunt realizate din metale nemagnetizabile pentru a preveni apariția forțelor radiale magnetice asupra arborelui acesteia. Sub placa inferioară este o bobină care generează câmpul magnetic care

poate fi controlat prin intermediul unei surse cuplate la pachetul software Rheoplus. Această celulă permite inserarea unei sonde Hall pentru a măsura inducția câmpului magnetic în probă.

Pentru monitorizarea datelor în timp real reometrul este conectat la un software special numit Rheoplus [150]. Pe lângă setarea parametrilor de măsură, acest software include mai multe modele matematice care permit analiza parametrilor prezentati în Tabelul 2.5.

Tabelul 2.5 Variabilă măsurată sau analizată	5. Variabile o Simbol	de analiză din Rheoplus Variabilă măsurată sau analizată	Simbol
Tensiunea de forfecare	τ	Frecvența	f
Deformația	γ	Frecvența unghiulară	ω
Factorul de pierdere	$tan(\delta)$	Timp	t
Vâscozitatea cinematică	ν	Forța normală	F_N
Temperatura	Т	Modulul de relaxare	G(t)
Cuplul	М	Timpul de relaxare	λ
Viteza	n	Factorul de transfer	$a_{T_i}b_T$
Viteza de forfecare	Ý	Modulul elastic	G'
Interstițiul	d	Modulul vâscos	$G^{\prime\prime}$
Vâscozitatea dinamică	η		

Pentru a converti datele măsurate (momentul cuplului de torsiune) în principalii parametrii reologici (tensiune de forfecare, viteză de forfecare și vâscozitatea de forfecare), în Rheoplus sunt introduse formule de conversie.

In cazul celulei cu geometrie placa-placa pe care am utilizat-o pentru investigațiile experimentale, formulele de conversie sunt:

• Pentru tensiunea de forfecare în interstițiu:

$$\tau(R) = \frac{2M}{\pi R^3} = C_{ss}M \tag{2.17}$$

unde, M [Nm] este momentul cuplului de torsiune, iar C_{ss} [Pa/Nm] este o constantă care depinde de geometria celulei (factorul de conversie între momentul cuplului si tensiunea de forfecare), R este raza plăcii mobile.

Pentru viteza de forfecare în interstițiu:

$$\dot{\gamma}(R) = \frac{v}{h} = \frac{\omega R}{h} = \frac{2\pi nR}{60h} = C_{sr}n$$
(2.18)

unde, n [rpm] este turația, iar C_{sr} [min/s] factorul de conversie între turația n și viteza de forfecare $\dot{\gamma}$, ω este viteza unghiulară a plăcii mobile.

Pentru vâscozitatea la forfecare:

٠

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} = \frac{2Mh}{\pi R^4 \omega} \tag{2.19}$$

2.4.3. Metodologie experimentală pentru caracterizarea fluidelor magneto-reologice

În vederea realizării investigațiilor experimentale asupra fluidelor alese pentru aplicația de control a fost stabilita o metodologie generală. Aceeași metodologie de analiză a fost utilizată în cazul fiecărei probe în vederea obținerii unor rezultate cu un grad de ridicat de repetabilitate. Această metodologie a fost stabilită pe baza studiului literaturii de specialitate [127] dar și a cercetărilor și dezvoltărilor de la Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române Filiala din Timișoara [129, 151, 152].

Odată stabilită metodologia experimentală aceasta a fost aplicată pentru fiecare probă. Au fost setate valori ale inducției câmpului magnetic între 25 -600 mT, iar temperatura 20°C a fost menținută constantă în probă. Rezultatele obținute sunt prezentate în continuare. Performanțele fluidelor au fost comparate utilizând unele dintre modelele matematice prezentate în subcapitolul 2.5.4, apoi au fost analizați parametrii obținuți.

2.4.4. Inițializarea și configurarea reometrului

Cea de-a doua etapă a acestei metodologii constă în pregătirea reometrului și a instrumentelor anexe acestuia. Reometrul utilizat este un sistem de măsură de acuratețe ridicată, care înregistrează momentul cuplului de torsiune la tija plăcii superioare a celulei de măsurare. Drept urmare, pentru ca măsurătorile să fie cât mai corecte acest echipament necesită o atenție sporită în faza de pregătire a experimentului.

Primul pas constă în montarea celulei alese pe reometru (Figura 2.16) și conectarea acesteia la sistemul termostat. Este important ca atât celula cât și placa superioară a acesteia să nu prezinte impurități sau defecte de orice natură (zgârieturi) care ar putea conduce la erori de măsură. Ținând cont că această celulă are în componență un electromagnet, el va fi conectat la o sursă de curent continuu controlată din Rheoplus. Odată montată celula, pe rând sunt pornite cele două surse de curent electric (cea a reometrului și cea a de alimentare a bobinei de sub placa inferioara a celulei magneto-reologice), compresorul de aer, reometrul propriu-zis și cele două sisteme de control al temperaturii. Asigurarea presiunii optime de către compresor în instalația reometrului permite montarea plăcii superioare a celulei, precum și inițializarea reometrului din Rheoplus.

Înaintea începerii măsurătorii, se va efectua o verificare pentru a stabili poziția de zero a plăcii superioare a celulei, apoi se selectează interstițiul de măsură (distanta dintre placi). În cazul măsurătorilor a fost ales un interstițiu de 0.5 mm. Odată parcurse etapele prezentate, se va efectua o verificare a inerției plăcii superioare, prin rotirea și măsurarea momentului de inerție al acesteia în aer. Această corecție crește acuratețea datelor obținute prin scăderea momentului de inerție a plăcii superioare din formula de calcul a momentului la arborele acesteia.

2.4.5. Metodologia experimentală pentru teste rotaționale (CSR)

Pentru a produce curgerea probei dispusă intre cele două plăci și pentru a-i măsura acesteia vâscozitatea, placa superioară a celulei de măsură, Figura 2.16, este supusă unei mișcări de rotație în jurul propriei axe. Acest lucru produce o forfecare a probei, iar în consecință proba se opune acesteia cu o forță pe unitatea de suprafață

care poate fi determinata din măsurarea momentului cuplului de torsiune, numita tensiune de forfecare τ (relația 2.17). De obicei, aceste teste se utilizează pentru simularea curgerii din aplicatii practice unde se cunoaște viteza de forfecare. În literatură, acest test în care se impune o variație controlata a vitezei de forfecare se găsește sub numele de test cu viteză de forfecare controlată [127]. Profilul vitezei de forfecare $\dot{\gamma}$ pentru acest tip de teste este în general într-un interval de la 0.001-1000 [s⁻¹]. Pentru măsurătorile care au folosit la determinarea parametrilor c și p din metodologia de proiectare dată de relatia 2.14 intervalul de analiza a fost de la a fost 0.001-2000 [s⁻¹]. Timpul de măsură pe punct a respectat regula de bază descrisă de Mezger [127], care spune că valoarea lui trebuie să fie cel puțin egale cu valoarea reciprocei vitezei de forfecare $(1/\dot{\gamma})$. Această regulă își găsește explicația în modelul celor două plăci paralele, Figura 2.4. Datorită miscării de translatie a plăcii superioare, straturile de fluid sunt antrenate pe rând, pornind de la primul strat de lângă placa superioară până la ultimul strat de lângă placa inferioară. În consecință, la început, singurele straturi antrenate în miscare sunt cele de lângă placa superioară, deci viteza de forfecare nu este constantă în interstitiu. Drept urmare, durează o perioadă de timp până toate straturile sunt antrenate în mișcarea de rotație.

2.5. Rezultate experimentale

2.5.1. Influența magnetizării probelor magneto-reologice asupra câmpului magnetic

Un aspect important care ar trebui considerat în aplicațiile cu fluide magnetoreologice este inducția câmpului magnetic. Așadar, trebuie făcută distincție între inducția câmpului magnetic aplicat (B_0) și inducția câmpul magnetic din probele magneto-reologice (B). Datorită faptului că aceste probe sunt magnetizabile, inducția câmpului magnetic în interiorul acestora este întotdeauna mai mare decât în cazul unui mediu precum aerul. Figura 2.17 prezintă rezultatele investigațiilor câmpului magnetic în interstițiul dintre cele două plăci ale celulei magneto-reologice, Câmpul magnetic a fost studiat în prezența celor patru probe magneto-reologice, respectiv a aerului la diferite intensități ale curentului electric aplicat electromagnetului celulei.



Figura 2.17. Influența magnetizării probelor asupra câmpului magnetic

După cum poate fi observat, inducția câmpului magnetic pentru toate cele trei probe investigate este mai mare decât în cazul în care în interstițiu este aer. Acest lucru este datorat magnetizării probelor concentrate de fluid magneto-reologic în prezenta câmpului magnetic aplicat. Datele experimentale au fost fitate utilizând formula $B = c I^n$. Parametrii de modelare sunt prezentați în Tabelul 2.6.

Tabelul 2.			
B [mT]	С	n	R ²
AER	162.01	1.02	0.998
MRF 132 DG	184.66	0.98	0.999
MRF 336 AG	185.73	1.000008	0.999
SMR 35% Fe + UTR-Ms 950	184.66	1.0061	0.999
SMR 35% Fe + UTR-Ms 1000	191.18	0.97	0.999

2.5.2. Influența interstițiului asupra efectului magnetovâscos al fluidelor MR

Proprietățile magneto-reologice ale fluidelor sunt influențate de interstițiul de forfecare. Acest impact este cercetat în continuare selectând patru valori pentru interstițiul reometrului: 0.3 mm, 0.4 mm, 0.8 mm și 1 mm. Această abordare va conduce la o înțelegere mai detaliată a influenței interstițiului asupra efectului magneto-vâscos al fluidelor MR.

Pentru o abordare cantitativă a influenței interstițiului asupra efectului magneto-vâscos, proba MRF 132 DG a fost măsurată urmând metodologia descrisă în 2.4.5. Datele au fost ulterior fitate utilizând modelul Casson din ec. 2.16. în Figura 2.18-Figura 2.21. Parametrii de modelare sunt prezentați în Tabelul 2.7. - Tabelul 2.10.



Figura 2.18. Curbele de curgere ale fluidului MRF 132 DG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba – modelare cu formula lui Casson pentru interstițiu 0.3 mm

48

cheratoralar ac var			
Tabelul 2.7. Parame	trii de modelare Casso	on pentru MRF 132 D	OG pentru interstițiu 0.3 mm
B [mT]	$ au_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²
25	118.9445	0.17446	0.97
50	432.441	0.248	0.873
100	1262.07	0.6553	0.89455
200	4005.8	1.37	0.958
300	7984.22	1.1223	0.989
400	11633.53	0.93805	0.99
500	14973.7	0.708	0.999
600	17320.2	0.60356	0.99214
ر [Pa]	10^{4} 10^{2} 10^{2} 10^{1} 10^{0} $10^{$	ARF 132 DG Temperatu iu 0.4 mm 3 = 25 mT B = 5 3 = 100 mT B = 4 3 = 300 mT B = 4 3 = 500 mT B = 6 300 mT B = 6 300 mT B = 6 300 mT B = 6 300 mT B = 6	$ura = 20^{\circ}C$ 50 mT 200 mT 500 mT 1000

Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 49

Figura 2.19. Curbele de curgere ale fluidului MRF 132 DG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba – modelare cu formula lui Casson pentru interstițiu 0.4 mm

Tabelul 2.8. Parametrii de modelare Casso	n pentru MRF 132 DG	pentru interstițiu 0.4 mm
---	---------------------	---------------------------

B [mT]	$\tau_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²
25	145.23	0.208	0.89
50	465.36	0.299	0.91
100	1458.41	0.63	0.885
200	4658.4	1.31	0.94
300	8660.28	1.36	0.98
400	12863.11	1.2051	0.99488
500	16688.106	1.02	0.988
600	19927.95	0.815	0.994



Figura 2.20. Curbele de curgere ale fluidului MRF 132 DG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba – modelare cu formula lui Casson pentru interstițiu 0.8 mm



B [mT]	$\tau_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²
25	45.3	0.037	0.88
50	673.353	0.37	0.73
100	1635.19	0.919	0.814
200	5056.018	1.8215	0.87
300	10166	1.53	0.9108
400	15078.06	1.56	0.955
500	19972.45	1.49	0.97
600	24073	1.35	0.9
	10^{5} 10^{4} 10^{2} $10^{$	MRF 132 DG Temperatitiu 1 mm B = 25 mT B = 300 mT B = 300 mT B = 400 mT	tura = $20^{\circ}C$ 50 mT 200 mT 400 mT 500 mT 1000

Figura 2.21. Curbele de curgere ale fluidului MRF 132 DG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba – modelare cu formula lui Casson pentru interstițiu 1 mm

<u> </u>				
	Tabelul 2.10. Param	netrii de modelare Ca	sson pentru MRF 132	DG pentru interstițiu 1 mm
	B [mT]	$\tau_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²
	25	137.809	0.203	0.987
	50	518.347	0.242	0.86
	100	1503.88	0.5801	0.788
	200	5204.107	1.3223	0.827
	300	10551.7	1.54	0.906
	400	16785.86	1.50927	0.93
	500	21693.01	1.52	0.94
	600	26597.18	1.35	0.959

Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 51

Obținând parametrii de fit pentru modelul Casson la cele 4 interstiții (0.3 mm, 0.4 mm, 0.8 mm și 1 mm) datele au putut fi comparate cu cele obținute în măsurătorile la 0.5 mm. Figura 2.22 prezintă curbele de variație a tensiunii dinamice Casson τ_c cu inducția câmpului magnetic pentru cele 5 interstiții analizate.

Cea mai mare valoare a tensiunii dinamice Casson τ_c pentru proba MRF 132DG a fost obținută în interstițiul de 1 mm atunci când intensitatea câmpului magnetic este de 600 mT. Acest lucru se datorează volumului mare de fluid și a structurilor complexe de microparticule formate de-a lungul linilor de câmp magnetic.



Figura 2.22. Curbele de variație a tensiunii dinamice Casson τ_c cu inductia c.m. în proba MRF 132 DG pentru interstițiu de 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm, 0.8 mm și 1 mm – modelare cu formula Power Law

Cele mai apropiate valori obținute pentru tensiunea dinamică Casson τ_c față de interstițiul de referință (1 mm) au fost obținute în măsurătorile din interstițiul de 0.5 mm. În acest interstițiu, la valori mici ale inducției câmpului magnetic (50 - 100 mT) tensiunea dinamică Casson τ_c este cu 25% mai mică comparativ față de interstițiul de 1 mm la aceleași valori ale inducție câmpului magnetic. La valori mai mari de câmp, 100 - 600 mT, aceste diferențe ajung doar până la 6%. Atunci când interstițiul de măsură este de 0.3-0.4 mm tensiunea dinamică Casson τ_c ajunge să ia valori cu până la 35% mai mici decât în interstițiul de 1 mm la aceleași valori ale inducție în me la aceleași valori ale inducție în casto casto τ_c ajunge să ia valori cu până la 35% mai mici decât în interstițiul de 1 mm la aceleași valori ale inducției B a câmpului magnetic în proba.

Pentru o imagine mai clară, în continuare s-a calculat abaterea relativă a valorilor tensiunii dinamice Casson τ_c pentru interstițiile de 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5

mm și 0.8 mm raportate la valorile obținute în interstițiul de 1 mm. Acestea sunt prezentate în Figura 2.23.

$$Ar = \frac{\tau_{C1} - \tau_{CG}}{\tau_{CG}} * 100$$
 (2.20)

unde, τ_{C1m} este valoarea tensiunii dinamice de prag Casson obținută prin fitarea datelor experimentale măsurate în interstițiul de 1 mm, iar τ_{CG} este valoare tensiunii dinamice de prag Casson obținută prin fitare datelor experimentale măsurate în interstițiul de 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm și 0.8 mm. Atunci când interstițiul este de 0.8 mm abaterile relative calculate sunt în intervalul 75-10 %. Cele mai mari valori ale abateri pentru acest interstițiu sunt cauzate de pătratul coeficientului de determinație R² care are valori de 0.73 respectiv 0.81. În consecință modelul matematic nu surprinde corect comportamentul fluidului. Pentru interstițiul de 0.3 și 0.4 mm abaterile relative sunt în intervalul 5-35%. Valorile maximale se regăsesc la densitate a câmpului magnetic în probă de 600 mT, lucru care provine din faptul că volumul mic de fluid nu reușește să mențină structurile aliniate de-a lungul câmpului magnetic în timpul forfecării. Cele mai apropiate valori ale tensiunii dinamice de prag Casson raportat la cele obținute în intervalul **2-5%**.



Figura 2.23. Curbele de variație abaterii relative a tensiunii dinamice Casson τ_c cu inductia c.m. în proba MRF 132 DG pentru valorile interstițiului de 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm, 0.8 mm raportat la interstițiul de 1 mm

Acest lucru indică faptul că volumul de fluid și microparticule din proba MRF 132 DG în interstițiul de 0.5 mm reușește să mențină structurile asemănător celor din interstițiul de 1 mm cu doar jumătate de volum.

Tot parametrii obținuți prin fitarea datelor experimentale cu modelul Casson, au fost reprezentați apoi curbele de variație a vâscozității Casson η_c cu inducția câmpului magnetic în proba. Rezultatele obținute sunt prezentate în Figura 2.24.



Figura 2.24. Curbele de variație a vâscozității Casson η_c cu inductia c.m. în proba MRF 132DG pentru valorile interstițiului 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm, 0.8 mm și 1 mm

Cea mai mare valoare a vâscozității Casson η_c a fost obținută în înterstițiul de 0.8 mm la o valoare a inducției câmpului magnetic B de 200 mT, lucru care se datorează forțelor mari cu care se opune volumul de fluid ruperii structurii. La aceeași intesitate de câmp magentic, în interstițiul de 1 mm vâscozitatea Casson este cu 55% mai mică, iar la 0.3 mm, 0.4 mm și 0.5 mm este cu 23%, 27% și 40% mai mică. Prin urmare, analizele arată faptul că un volum mare de probă poate conduce la valori ridicate ale vâscozității de prag Casson.

Deoarece la viteze mari de forfecare (2000 s⁻¹) în interstițiul de 1 mm, fluidul MRF 132DG a fost aruncat dintre plăcile reometrului, un interstițiu de 0.5 mm a fost utilizat în continuare pentru măsurătorile experimentale. Optarea pentru acest interstițiu este un compromis între volumul de probă utilizat și parametrii magneto-reologici măsurați.

2.5.3. Curbe de viscozitate / curbe de curgere

Rezultatele măsurătorilor testelor cu viteză de forfecare controlată pentru cele 4 probe investigate în interstițiul de 0.5 mm sunt prezentate în continuare sub forma curbelor de vâscozitate $\eta(\dot{\gamma})$. Figura 2.25-Figura 2.28 prezintă curbele de vâscozitate la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba pentru toate cele 4 fluide alese pentru această aplicație. Se observă că pentru toate cele 4 probe investigate vâscozitatea crește odată cu creșterea inducției câmpului magnetic B. Acest efect magneto-vâscos conduce la creșterea vâscozității probelor cu până la 3 ordine de mărime. Acest lucru se datorează aglomerărilor de particule induse de câmpul magnetic [126, 153]. Odată cu intensificarea vitezei de forfecare $\dot{\gamma}$, aglomerările de particule magnetizabile sunt distruse progresiv și se orientează în curgere (atât pentru fluidele comerciale cât si din fluidele hibride) lucru care conduce la concluzia că fluidele au un comportament de subțiere la forfecare (shear-thinning, sau pseudo-plastic).

Datele experimentale au fost ulterior fitate utilizând modelul Power Law din ec. 2.11. Parametrii de modelare sunt prezentați în Tabelul 2.11 - Tabelul 2.14. În acord cu elementele teoretice prezentate în secțiunea 2.3.4, comportamentul de subțiere la forfecare este susținut de valoarea exponentului P<1. În cazul fiecărei

probe analizate acest exponent are valori mai mici de 1, deci în consecință probele au un comportament de subțiere la forfecare.

Un aspect important din punct de vedere al utilizatorului de fluide magnetoreologice în aplicații (frâne sau ambreiaje) este vâscozitate fluidului la viteze mari de forfecare. Pentru MRF 132 DG, la 2000 s⁻¹ vâscozitatea are valori de la 0.43-19.42 Pa.s.



Figura 2.25. Curbele de vâscozitate ale fluidului MRF 132 DG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic B – modelare cu formula Power Law Tabelul 2.11. Parametrii de modelare Power Law pentru MRF 132DG

		ne i owei Luw penti	u i i i i i i i i i i i i i i i i i i i
B [mT]	С	Р	R ²
25	87.88	0.29	0.99532
50	438.29	0.191	0.9999
100	1335.19	0.152	0.9991
200	3970.32	0.146	0.997
300	8191.17	0.125	0.999
400	14159.37	0.09	0.9978
500	17512	0.085	0.9998
600	20641	0.085	0.99865



Figura 2.26. Curbele de vâscozitate ale fluidului MRF 336 AG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic B – modelare cu formula Power Law

Tabelul 2.12	2. Parametrii de modela	are Power Law pentru	i MRF 336 AG
B [mT]	С	Р	R ²
25	549.21	0.111	0.999
50	1202.42	0.075	0.9992
100	3551.92	0.066	0.999
200	10796	0.055	0.999
300	20671	0.04	0.999
400	31134	0.031	0.9993
500	40982	0.035	0.9994
600	49984	0.031	0.9996

Pentru proba comercială MRF 336 AG, la 2000 s⁻¹, vâscozitatea măsurată în prezența câmpului magnetic variabil (25-600 mT) a fost în intervalul 0.57-31.18 Pas.



Figura 2.27. Curbele de vâscozitate ale fluidului SMR 35% Fe + UTR Ms 950 Gauss la diferite valori ale inducției câmpului magnetic B – modelare cu formula Power Law



Figura 2.28. Curbele de vâscozitate ale fluidului SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 Gauss la diferite valori ale inducției câmpului magnetic B – modelare cu formula Power Law

Tabelu	l 2.14. Parametrii	de modelare Power Lav	w pentru SMR 35%	Fe + UTR Ms 1000	Gauss
	B [mT]	С	Р	R ²	
	25	198.58	0.42	0.993	
	50	861.42	0.25	0.994	
	100	3154.828	0.16	0.999	
	200	9016.33	0.12	0.99945	
	300	17336	0.09	0.9989	
	400	23928.45	0.085	0.998	
	500	33419.97	0.075	0.99942	
	600	39457.93	0.07	0.998	

Pentru cele două fluide compozite, SMR 35% Fe + UTR 950 și UTR 1000 Gauss Figura 2.27-Figura 2.28 pe lângă aglomerările de particule mari (micronice), nanoparticulele din fluidul de bază întăresc și consolidează structura, conform Figura 2.3. Astfel, cu cât este mai mare magnetizația de saturație a fero-fluidelor de bază cu UTR, cu atât este mai stabilă structura finală. Influența acestui efect este semnificativă în zona vitezelor mari de forfecare. Astfel, pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 950 Gauss la 2000 s⁻¹ este în intervalul 1.044 - 21.94 Pa.s, iar pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 Gauss , în aceleași condiții vâscozitatea are valori de la 2.4 - 33.9 Pa.s.

În continuare, curbele de vâscozitate prezentate în Figura 2.25 - Figura 2.28 au fost transformate și interpretate sub forma curbelor de curgere utilizând relația

Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului

generatorului de vârtej - 57 2.10. Pentru cuantificarea efectelor inducției câmpului magnetic B asupra probelor investigate, datele au experimentale au fost modelate cu modelul lui Casson, ec. 2.16. Parametrii de modelare sunt prezentați în Tabelul 2.15 - Tabelul 2.18.



Figura 2.29. Curbele de curgere ale fluidului MRF 132 DG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba - modelare cu formula Casson

Tabelul 2.15. Parametrii de modelare Casson pentru MRF 132 DG			
B [mT]	$\tau_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²
25	126.91	0.205	0.916
50	586.09	0.206	0.856
100	1749.6	0.469	0.83
200	4900.89	0.996	0.891
300	10124.66	1.0394	0.93
400	16342.13	0.919	0.95
500	20747.003	0.9193	0.97
600	24075.58	1.062	0.97



Figura 2.30. Curbele de curgere ale fluidului MRF 336 AG la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba – modelare cu formula Casson

Tabelul	2.16. Parametrii de modela	are Casson pentru	MRF 336 AG
B [mT]	$ au_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²
25	539.87	0.083	0.85
50	1216.23	0.0714	0.992
100	3641.57	0.13042	0.949
200	11310.93	0.14438	0.984
300	21643.198	0.15	0.971
400	31889.708	0.157	0.959
500	43137.89	0.1503	0.966
600	53332.57	0.195	0.9776



 γ [s⁻¹] Figura 2.31. Curbele de curgere ale fluidului SMR 35% Fe, UTR-Ms 950 la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba – modelare cu formula Casson

enerat	orului de var	lej - 59			
Т	「abelul 2.17. P	arametrii de modelare Cas	sson pentru SMR 3	5% Fe, UTR-Ms 950)
	B [mT]	$ au_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²	
	25	132.996	0.627	0.992	
	50	541.69	0.533	0.991	
	100	2032.91	0.614	0.94	
	200	6860.84	0.64	0.95	
	300	13195.5044	0.746	0.96	
	400	18450.52	0.841	0.949	
	500	25054.122	0.70625	0.97	
	600	30880.128	0.64	0.98	
	τ [Pa]	10 ⁴ 10 ³ SMR 35% Fe FM/UTR-Mc=1 25 mT 200 mT 500 mT 0 400 800	000 Gauss 50 mT 300 mT 600 mT 1200 1600	100 mT 400 mT 2000	
)	/ [s ⁻]		

Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 59

Figura 2.32. Curbele de curgere ale fluidului SMR 35% Fe, UTR-Ms 1000 la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba - modelare cu formula Casson

т	abelul 2.18. Param	netrii de modelare Cas	son pentru SMR 35	5% Fe, UTR-Ms 950
	B [mT]	$ au_{C}[Pa]$	$\eta_c[Pa.s]$	R ²
	25	616.479	1.703	0.86
	50	1168.59	1.26	0.977
	100	3910.38	1.03	0.96
	200	10961.18	1.23	0.95
	300	20077.02	1.28	0.971
	400	27828.92	1.37	0.98
	500	34691.215	1.71	0.97
	600	43955.77	1.49	0.98

Urmărind datele prezentate se observă că modelul matematic ales descrie bine comportarea probelor investigate. Acest lucru se poate spune în urma analizei pătratului coeficientului de corelatie R². Se observă că toate valorile sale sunt dispuse între 0.83...0.98. Datele obținute pentru trasarea curbelor de variație a tensiunii dinamice de prag $\tau_{c}(B)$ și a vâscozității Cason $\eta_{c}(B)$.

Curbele de variație a tensiunii dinamice de prag τC și a vâscozității ηC cu inducția B a câmpului magnetic - 60

2.5.4. Curbele de variație a tensiunii dinamice de prag τ_c și a vâscozității η_c cu inducția B a câmpului magnetic

Interpretând parametrul de modelare τ_c (tensiunea de prag dinamic Casson) în funcție de inductia *B* a câmpului magnetic în proba au fost obținute curbele $\tau_c(B)$ din Figura 2.33.

Se observă că cea mai mare valoare a tensiunii de prag τ_c o are fluidul comercial produs de Lord Co., MRF 336 AG – 5 x 10⁴ Pa la 600 mT inducție a câmpului magnetic. Cu o valoare cu 17% mai mică se află proba SMR 35%Fe + UTR Ms – 1000 G produsa de Laboratorul de Fluide Magnetice, iar cu 42% și 55% mai mică pentru SMR 35%Fe + UTR Ms – 950G respectiv MRF 132DG.



Figura 2.33. Curbele de variație a tensiunii dinamice Casson τ_c cu inductia c.m. în proba pentru cele 4 probe investigate – modelare cu formula Power Law

La o inducție B a câmpului magnetic de 200 mT, MRF 336 AG are valori cu doar 5.4% mai mari decât SMR 35% Fe + UTR Ms – 1000 G. Comparativ pentru aceleași două fluide, la 600 mT diferențele sunt de 18%. Fluidul compozit hibrid produs de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române - Filiala Timișoara este apropiat din punct de vedere al tensiunii de prag Casson de fluidul MRF 336 AG produs de Lord Co.

Din punct de vedere al vâscozității η_c , fluidul compozit produs de către Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara, SMR 35% Fe + UTR Ms – 1000 G are perfromante magneto-reologice superioare cu până la 95% mai bune comparativ cu celelalte FMR analizate, Figura 2.34.





Figura 2.34. Curbele de variație a vascozității Casson cu inductia c.m. în probe

Atunci când un câmp magnetic de o inducție B de 25 mT este aplicat, vâscozitatea η_c a fluidului compozit SMR 35% Fe + ferofluid UTR Ms – 1000 G este de 1.7 Pas. La aceeași valoare a inducției fluxului magnetic, SMR 35F Fe + ferofluid UTR Ms – 950 G are valori cu 65% mai mici, MRF 336 AG cu 95%, iar MRF 132 DG 88%. Atunci când intesitatea câmpului magnetic B ajunge la 500 de mT, valoare vâscozității η_c ajunge pentru SMR 35% Fe + ferofluid UTR Ms – 1000 G la 1.71 Pa.s. Vâscozitatea η_c este deci cu 58% mai mare decât cea a fluidului SMR 35% Fe + ferofluid UTR Ms – 950 G, 90% față de MRF 336 AG și cu 46% decât MRF 132 DG. Deci, forțele de frecare interne generate de aglomerările de particule nano și micrometrice din fluidul SMR 35% Fe + ferofluid UTR Ms – 1000 sunt superioare celorlalte analizate.

Conform datelor prezentate anterior și analizei asupra acestora, fluidul hibrid compozit SMR 35% Fe + ferofluid UTR Ms – 1000 este cel mai potrivit pentru aplicații în care este forfecat (ex. frâne magneto-reologice).

2.5.5. Incertitudini aleatoare de măsurare

Orice experiment realizat (în condiții identice) de mai multe ori conduce la observarea unei erori. În experimentele realizate utilizând reometrul Physica MCR 300 erorile pot fi aleatoare sau sistematice. Erorile sistematice provin din precizia aparatului de măsură, iar în cazul nostru, conform producătorului, nu depășesc 0.001 μ Nm din valoarea măsurată. În cazul măsurătorilor magneto-reologice realizate în această lucrare, o parte mult mai semnificativă a erorilor provine din abaterile aleatoare care variază în timp imprevizibil. Acestea nu pot fi prevenite, motiv pentru care influența lor in metodologia de proiectare trebuie considerată.



Figura 2.35. Curbele de vâscozitate ale fluidului MRF 132 DG și abaterea standard după cele două direcții (x,y)

Pentru a stabilii încrederea în datele experimentale măsurate, pentru fluidul MRF 132 DG au fost efectuate 6 măsurători identice. Fluidul a fost supus unui câmp magnetic de intensitate 25-600 mT la viteze de forfecare de la 0.1 la 2000 s⁻¹. Toate punctele au fost apoi reprezentate grafic în Figura 2.35. Pe același grafic a fost reprezentată și abaterea standard a valorilor măsurate. Abaterea standard a fost obținută atât pentru η (vâscozitate) cât și pentru $\dot{\gamma}$ (viteza de forfecare) utilizând:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \left[\left(\eta_{\dot{\gamma}B1} - \mu \right)^2 + \left(\eta_{\dot{\gamma}B2} - \mu \right)^2 + \dots + \left(\eta_{\dot{\gamma}B5} - \mu \right)^2 \right]}$$
 2.21

unde N este numărul de măsurători realizate, $\eta_B - v$ âscozitatea măsurată la o anumită viteză de forfecare și o anumită densitate a câmpului magnetic în probă, iar μ este media valorii măsurate. Atât pentru abaterea standard pentru vâscozitatea Casson cât și pentru viteza de forfecare a fost urmată aceeași procedură. Ulterior, cele două abateri (după direcția x,y) au fost reprezentate grafic pe curbele de vâscozitate (5 repetabilități) măsurate pentru MRF 132 DG.



Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej - 63

Figura 2.36. Variația abaterii relative funcție de viteza de forfecare și intensitatea fluxului magnetic B

Datorită reprezentării logaritmice, abaterile standard reprezentate pe curbele de vâscozitate nu se disting. Din acest motiv, abaterea standard a fost raportată la valoarea medie măsurată și reprezentată apoi sub forma curbelor de abatere relativă exprimată procentual, Figura 2.36. Se observă că cele mai abateri (aproximativ 27% din valoarea medie măsurată) sunt în zona vitezelor mici de forfecare în măsurătorile realizate cu MRF 132 DG la o inducție B a câmpului magnetic de 25 mT. Atunci când inducția câmpului magnetic este 0 mT, la viteze mici de forfecare abaterea standard reprezintă aproximativ 3 % din valoare medie măsurată. La aceeași intensitate de câmp, la valori mari de forfecare această abatere reprezintă aproximativ 7% din valoarea medie măsurată. Odată aplicată o intensitate a câmpului magnetic de 200 mT, la viteze mici de forfecare abaterea de 200 mT, la viteze mici de forfecare abaterea standard calculată reprezintă 4% din valoare medie măsurată în timp ce la viteze mari de forfecare aceasta atinge valoarea de 2% din valoare medie măsurată. La 600 mT inducție a câmpului magnetică a probei, la viteze mici de forfecare abaterea standard reprezintă 5.5% din valoarea medie măsurată, iar la viteze mari de forfecare aceasta ajunge la 3.8%.

2.6. Calculul momentului magneto-reologic de frânare.

Pentru operarea dispozitivul magneto-reologic au fost selectate două fluide magneto-reologice. A fost ales fluidul comercial MRF 132 DG produs de Lord. Co și fluidului compozit hibrid SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G produs de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara. Comportamentul celor două fluide magneto-reologice a fost analizat utilizând magneto-reometrul Physica MCR 300 dotat cu celula placă-placă. Au fost realizate teste cu viteza de forfecare controlată de la 0...2000 s⁻¹ în prezența unui câmp magnetic de inducție B de la 50, 100 ... 600 mT cu un increment de 100 mT.

Curbele de curgere determinate experimental pentru MRF 132 DG, respectiv SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G sunt prezentate în Figura 2.37 și Figura 2.38.







Figura 2.38. Curbele de curgere ale fluidului SMR 35% Fe + UTR MS 1000 G la diferite valori ale inducției câmpului magnetic în proba – modelare cu formula Power Law

Utilizând modelul Power Law pe datele măsurate au fost obținuți parametrii de proiectare c și p. Se observă că modelul matematic utilizat descrie bine comportamentul fluidului MRF 132 DG, pătratul coeficientului de corelație fiind 0.99 în fiecare caz considerat. Aceeași metodologie de analiză a fost aplicată pe datele măsurate cu SMR 35% Fe + UTR MS 1000 G, Figura 2.38.

Tabelul 2.19. Parametrii de modelare Power Law pentru MRF 132DG				
B [mT]	С	Р	R ²	
50	438.29	0.172	0.9999	
100	1335.19	0.166	0.9991	
200	3543.44	0.156	0.997	
300	7728.13	0.119	0.999	
400	13198.37	0.09	0.998	
500	17512.00	0.085	0.9998	
600	20641.00	0.085	0.999	

arametrii de modelare P c	ower Law pentru SM P	IR 35% Fe + UTR Ms 1000 G
555.17	0.3188	0.9999
2772.55	0.17	0.9991
8336.608	0.123	0.997
15640.86	0.1009	0.999
21912.66	0.092	0.9978
33419.97	0.075	0.9994
39457.93	0.07	0.998
	rametrii de modelare F c 5555.17 2772.55 8336.608 15640.86 21912.66 33419.97 39457.93	c P 555.17 0.3188 2772.55 0.17 8336.608 0.123 15640.86 0.1009 21912.66 0.092 33419.97 0.075 39457.93 0.07

În continuare, am cuantificat impactul incertitudinilor aleatoare asupra momentului calculat cu parametrii c și p pentru cele două fluide selectate. Această procedură a început prin interpretarea curbelor de vâscozitate prezentate în Figura 2.35 pentru MRF 132 DG sub forma curbelor de curgere pentru inducții ale câmpului magnetic B de 50, 100, 200, 300 și 400 mT. Pentru fiecare inducție au fost obținute 6 curbe de curgere, prezentate pentru un exemplu la 50 mT în Figura 2.39. Datele au fost fitate cu modelul Power Law, iar parametrii c și p obținuți sunt prezentați în Tabelul 2.21..



Figura 2.39. Curbele de curgere ale fluidului MRF 132 DG la valoarea inducției câmpului magnetic în proba 50 mT

Cu parametrii c și p obținuți pentru 6 măsurători realizate în condiții similare, pentru inducții ale câmpului magnetic B de 50, 100, 200, 300 și 400 mT a fost calculat momentul magneto-reologic de frânare, iar apoi utilizând relația (2.21) a fost calculată abatere standard σ_M prezentată în Tabelul 2.22. Abaterea standard calculată a fost reprezentată alături de momentul magneto-reologic de frânare pentru MRF 132 DG și SMR 35% Fe UTR Ms 1000 G.

Ta de	belul 2.21. Parame măsurători realizal	trii de modelare Pow ce în condiții similare	ver Law pentru MRF 1	.32 DG la 50 mT pentru 6 seturi
	B [mT]	c	Р	R ²
		508.21	0.168	
		457.52	0.172	
	E0 mT	503.21	0.166	> 0.00
	50 111	510.82	0.164	>0.99
		506.87	0.176	
		497.98	0.169	

Tabelul 2.22. Abatere standard $\sigma_{\rm M}$ pentru inducții ale câmpului magnetic de la 50 la 400 mT

σ_M
0.05765
0.07635
0.18929
0.44601
0.64953

Conform cerințelor impuse dispozitivului magneto-reologic determinate în secțiunea 2.2 pentru controlul turație rotorul generatorului de vârtej este necesar un moment de frânare de 5.57 Nm. S-a calculat momentul magneto-reologic (M mr) obținut prin frânare la inducții ale câmpului magnetic de la 50mT la 400 mT pentru configurația proiectată cunoscând elementele geometrice (raze și înălțimi), turația (300 rpm) și parametrii care descriu comportamentul magneto-reologic al fluidelor considerate (c și p).

Figura 2.40 prezintă momentul obținut în proiectare pentru dispozitivul de frânare pentru operarea cu MRF 132 DG considerând modelul fluidului Newtonian (Ec. 2.7) si modelul Power Law pentru model fluidului ne-Newtonian (Ec. 2.14). Pe datele obținute au fost reprezentate cu bare verticale abaterile standard induse de incertitudinile aleatoare de măsură.



Figura 2.40. Momentul de frânare proiectat în configurația geometrică cilindru dublu concentric și operarea cu fluidul comercial MRF 132 DG considerând modelul fluidului Newtonian (Ec. 2.7) si Power Law pentru model fluidului ne-Newtonian (Ec. 2.14)

Diferențele de cel mult 3.4% în momentul calculat se regăsesc între ipoteza fluidului Newtonian și cea a fluidului ne-Newtonian caracterizat de modelul Power Law

pentru MRF 132 DG. Ambele modele preconizează obținerea momentului de frânare impus în cerința de proiectare (5.57 Nm), în această configurație de dispozitiv, atunci când inducția câmpului magnetic în proba MRF 132 DG este aproximativ 225 mT.

Urmând aceeași metodologie, în continuare au fost realizate calcule pentru operarea în dispozitiv cu fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G. Figura 2.41 prezintă rezultatele considerând modelul fluidului Newtonian (Ec. 2.7) si Power Law pentru model fluidului ne-Newtonian (Ec. 2.14).

Calculele realizate în configurația geometrică cilindru dublu concentric considerând modelul fluidului Newtonian (Ec. 2.7) si de modelul Power Law pentru fluidul ne-Newtonian (Ec. 2.14) pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G oferă diferențe de 4.8%. Momentul de frânare impus în cerința de proiectare este atins în dispozitiv la inducția câmpului magnetic de 125 mT pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G. În concluzie, pentru atingerea aceluiași moment de frânare de 5.57 Nm în configurația cilindru dublu concentric, inducția câmpului magnetic B în proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G este cu 40% mai mică decât în proba MRF 132 DG.



Figura 2.41. Momentul proiectat în configurația geometrică cilindru dublu concentric și operarea cu fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G considerând modelul fluidului Newtonian (Ec. 2.7) si Power Law pentru model fluidului ne-Newtonian (Ec. 2.14)

2.7. Concluzii privind comportamentul fluidelor magnetoreologice și metodologia de proiectare

In acest capitol am elaborat metodologia de proiectare a dispozitivelor magneto-reologice de frânare cu configurație geometrica cilindru dublu concentric. Elementul cheie utilizat in dispozitivele magneto-reologice este fluidul magneto-reologic. De aceea, am urmărit să înțeleg fenomenele din fluidele magneto-reologice utilizate în metoda de control semi-activ a curgerii.

Prima parte a acestui capitol tratează noțiunile generale privind fluidele magneto-reologice și avantajele utilizării acestora în dispozitive de control precum și solicitările de bază la care sunt supuse aceste materiale în diferite tipuri de aplicații. A fost identificat faptul că o solicitare de tip forfecare are loc în dispozitivele de tip frână magneto-reologică. Pornind de la aceste considerente **s-au definit cerințele frânei magneto-reologice pentru controlul turației rotorului generatorului de** Concluzii privind comportamentul fluidelor magneto-reologice și metodologia de proiectare - 68

vârtej. S-au determinat pentru frânarea rotorului liber de la 1020 rpm la 300 rpm, un moment de 5.57 Nm la o putere de 341W.

Pentru proiectarea dispozitivului magneto-reologic s-au definit o serie de etape precum: alegerea geometriei dispozitivului, selectarea fluidelor magnetoreologice, proiectarea magnetică, etanșarea și lăgăruirea, sistemul de răcire, stabilirea legăturii dintre momentul magneto-reologic de frânare, condițiile de operare si proprietătile fluidului utilizat si caracterizarea magneto-reologică a fluidelor. Pornind de la **constrângerile** interioare din butucul rotorului generatorului de vârtei, conform recomandărilor lui Nguyen și Choi [131] am calculat raportul dintre raza exterioară (Rext) și extensia axială a dispozitivului (L) ca fiind 0.67. Acest raport recomandă utilizarea unei geometrii hibrid pentru dispozitivul de control. Drept urmare, o geometrie de tip cilindru dublu concentric a fost selectată. În continuare, din literatura de specialitate am identificat grosimea interstițiilor care urmează să găzduiască fluidul controlabil magnetic. Fiecare interstițiu înălțimea de 1 mm, cu lungimea de 28 mm. În etapa inițială, au fost selectate pentru această aplicație, doua fluide magneto-reologice convenționale produse de firma Lord Co. (MRF 132 DG și MRF 336 AG) și un fluid compozit bi-dispers în două concentrații produs de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române - Filiala Timișoara (SMR 35% Fe + Ferofluid pe bază de ulei de transformator UTR).

Prin intermediul pachetului software comercial FEMM 4.2 a fost analizată distribuția câmpului magnetic în dispozitivul proiectat. Au fost analizate două situații, atunci când în interstițiu se află aer și MRF 132 DG. Rezultatele arată că **geometria** aleasă pentru dispozitivul de control este capabilă să conducă câmpul magnetic astfel încât acesta să străbată perpendicular interstițiile care găzduiesc fluidul magneto-reologic și să asigure o inducție maximă a câmpului magnetic de 0.24T pentru curentul aplicat bobinei (cu aer) de 2A. Densitatea câmpului magnetic crește cu aproximativ 15% pentru utilizarea MRF 132 DG când se aplica același curent bobinei.

Pentru a stabilii **legătura dintre momentul magneto-reologic de frânare, proprietățile fluidului magneto-reologic și condițiile de funcționare** am pornit de la conceptele de viscozimetre existente în literatură [141, 154]. Astfel, pentru curgerea laminară și staționară a unui fluid MR, între pereții a doi cilindri concentrici a fost identificată în literatură relația 2.8. Dezavantajul acestei ipoteze constă în faptul că tensiunea de forfecare $\tau(\gamma)$ variază liniar (fluid Newtonian). Așa cum este bine cunoscut însă, comportamentul fluidelor MR este puternic ne-newtonian. Pentru a surprinde acest aspect, **a fost dezvoltată relația 2.14 de legătură dintre momentul magneto-reologic de frânare și proprietățile fluidului MR prin intermediul modelului Power Law, relația 2.11.**

Parametri necesari pentru dimensionarea momentului de frânare magnetoreologic sunt cei caracteristici materialului (c și p obținuți cu ec. 2.11.). Pentru a înțelege comportamentul fluidelor ne-newtoniene (magneto-reologice) și pentru a determina parametri necesari, aceste materiale au fost studiate cu ajutorul reometrului Physica MCR300 cu celula de măsură placă-placă MRD/TI-SN18581. Măsurătorile au fost efectuate în acord cu standardele ISO 3219 [149]. În prima etapă a investigațiilor magneto-reologice, au fost studiate fluidele magneto-reologice convenționale MRF 132 DG și MRF 336 AG produse de Lord Co. și fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 950 și 1000 Gauss special produs pentru aplicația proiectată de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara. Cele 4 probe au fost studiate în prezența unui câmp magnetic de inducție 25-600 mT la viteze de forfecare de la 0...2000 s⁻¹.

Am studiat influenta interstitiului asupra efectului magneto-vâscos pentru fluidul MRF 132 DG. Pentru aceste analize, proba a fost măsurată în 5 interstiții de la 0.3-1 mm. Utilizând relația 2.10 curbele de vâscozitate au fost interpretate sub forma curbelor de curgere, care ulterior au fost fitate cu formula lui Casson 2.16. Tensiunea dinamică de prag Casson τ_c și vâscozitatea Casson η_c sunt parametrii care au fost obținuți prin modelare matematică și apoi comparați pentru cele 5 interstiții în funcție de densitatea câmpului magnetic B. Din punct de vedere al tensiunii dinamice de prag Casson τ_c cele mai mari valori au fost obținute în interstițiul de 1 mm în timp ce din punct de vedere al vâscozității Casson η_c pentru interstițiul de 0.8 mm. Oricum, datorită faptului că la viteze mari de forfecare proba este centrifugată si aruncată dintre cele două plăci ale reometrului, măsurătorile au fost efectuate în continuare în interstițiul de 0.5 mm. În acest interstițiu la 25-50 mT tensiunea dinamică de prag este cu 25 % mai mică decât în interstițiul de 1 mm. La valori al densității câmpului magnetic de peste 100 mT, tensiunea dinamică de prag este cu doar 6% mai mică. În consecință, interstițiul de 0.5 mm a fost utilizat în continuare pentru măsurătorile experimentale.

În rezultatele experimentale obținute din continuare, măsurători experimentale cu celula placă-placă (interstițiu de 0.5 mm) sunt analizate. Toate probele considerate prezintă un efect magneto-vâscos crescător în intensitate odată cu amplificarea densității câmpului magnetic B. Structurile formate sunt distruse odată cu creșterea vitezei de forfecare ceea ce arată că fluidele au un comportament de subțiere la forfecare (shear-thinning sau pseudo plastic). La viteze mari de forfecare (2000 s⁻¹) și intensități mici ale câmpului magnetic B (100 mT), vâscozitatea lui SMR 35% Fe + ferofluid cu UTR-Ms 1000 G este cu 45% mai mare decât cea a lui SMR 35% Fe + ferofluid cu UTR-Ms 950 G, cu 48 % mai mare decât cea a lui MRF 336 AG și cu 59% mai mare decât cea a lui MRF 132 DG. La aceeași viteză de forfecare și intensități mari ale câmpului magnetic B (600 mT) vâscozitate probei SMR 35% Fe + ferofluid cu UTR-Ms 1000 G este cu 14 % mai mare decât cea a probei SMR 35% Fe + ferofluid cu UTR-Ms 950 G, cu 8 % decât MRF 336 AG și cu 42% fată de MRF 132 DG. În consecintă, fluidul compozit bi-dispers SMR 35% Fe + UTR-Ms 1000 G are un comportamentul superior din punct de vedere al vâscozității la viteze mari de forfecare. Acest aspect indică un potențial superior pentru utilizarea acestuia în aplicatia de control a turatiei rotorului generatorului de vârtej.

Tensiunea de prag este un aspect cheie în identificarea fluidelor MR candidate potrivite pentru utilizarea în frâne magneto-reologice [147]. Pentru aceasta, curbele de curgere pentru fluidele MRF 132 DG, MRF 336 AG, SMR 35% Fe + ferofluid UTR-Ms950 și Ms1000 G sunt prezentate în continuare. Modelul lui Casson (2.17) a fost utilizat pentru datele experimentale pentru determinarea tensiunii dinamice de prag Casson au_c . Tensiunea dinamică de prag Casson au_c și vâscozitatea Casson η_c sunt obținute și comparate pentru cele 4 fluide analizate. **Cea** mai mare tensiune de prag Casson τ_c obținută este cea a fluidului comercial MRF 336 AG urmată cu o valoare mai mică cu 17% de către SMR 35% Fe UTR Ms-1000 G. Din punct de vedere al vâscozității, fluidul hibrid SMR 35% Fe UTR Ms-1000 G produs SMR 35% Fe UTR Ms-1000 G este superior. De exemplu, la un câmp magnetic de 500 mT, vâscozitatea Casson η_c este cu 58% mai mare decât cea a lui SMR 35% Fe UTR Ms-950 G, si cu 90% respectiv 46% mai mare decât MRF 336 AG și MRF 132 DG. Din această cauză, SMR 35% Fe UTR Ms-1000 G este un fluid care se pretează utilizării în aplicații în care este forfecat direct (frâne sau ambreiaje MR).

Concluzii privind comportamentul fluidelor magneto-reologice și metodologia de proiectare - 70

Fluidul comercial **MRF 132 DG** a fost **măsurat în condiții similare de 6 ori** pentru a stabilii încrederea în datele experimentale măsurate și **pentru a cuantifica influența incertitudinii aleatoare de măsurare în calculul momentului magneto-reologic**. Pentru datele măsurate a fost calculată abaterea standard după cele două direcții care a fost mai apoi reprezentată împreună cu datele măsurate. Am determinat variația abaterii relative funcție de viteza de forfecare și densitatea fluxului magnetic B pentru fiecare set de date. La o inducție B a câmpului magnetic de 25 mT abaterea relativă maximă este de 27%. La toate celelalte intensități de câmp măsurate (50-600 mT) abaterea relativă maximă nu depășește 8% din valoare medie măsurată. Prin urmare, datele măsurate au o buna repetabilitate. Aceste date au fost utilizate și pentru stabilirea benzii de abateri pentru momentul magneto-reologic dimensionat.

Din analiza magneto-reologică realizată rezultă că fluidele hibride produse de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara au performanțe comparabile cu cele produse de Lord Corporation. Cu atât mai mult, comportamentul fluidelor hibride compozite analizate la viteze mari de forfecare este superior față de cele al fluidelor convenționale comerciale testate.

Am selectat doua fluide (MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G) din cele patru testate inițial pentru calculul momentului magneto-reologic de frânare și testare în dispozitiv. Fluidul MRF 336 AG a fost considerat in analizele magneto-reologice dar a fost exclus din evaluarea momentului de frânare in dispozitiv deoarece nu mai este comercializat de compania Lord Co. Astfel, s-a calculat momentul de frânare magneto-reologic în condițiile unei operări la 300 rpm cu parametrii (c și p) obținuți prin fitarea curbelor de curgere cu modelul Power Law. Am studiat comparativ o relație de calcul disponibilă în literatură 2.7 [154] și metoda dezvoltată în teză sumarizată de ec. 2.14. Cerința de proiectare pentru momentul de frânare de Mmr=5.57 Nm este atinsă pentru MRF 132 DG la 300 rpm atunci când în probă este asigurată o valoare minima a inducției câmpului magnetic de B=225 mT. În aceleasi conditii, cerinta de proiectare este atinsă cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G la o inductie a câmpului magnetic de B=125 mT. Proiectarea magnetică realizată estimează atingerea unei valori maxime de 0.24 mT în interstițiul dispozitivului pentru un curent aplicat de 2A. Aşadar, conform analizelor realizate, MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR MS 1000 G au capacitatea de a atinge moment de frânare de 5.57 Nm la 300 rpm considerat in etapa de proiectare.

Validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului de frânare magneto-reologic în mediu de lucru apă și aer - 71

3. VALIDAREA METODOLOGIEI DE PROIECTARE ȘI ANALIZA FUNCȚIONĂRII DISPOZITIVULUI DE FRÂNARE MAGNETO-REOLOGIC ÎN MEDIU DE LUCRU APĂ ȘI AER

3.1. Standul experimental pentru testarea frânei magnetoreologice

Pentru a valida metodologia de proiectare a frânei magneto-reologice în configurația cilindru dublu concentric elaborata si prezentata in Capitolul 2 am utilizat standul disponibil la Universitatea Politehnica din Timișoara [155]. Schema de montare și testare a frânei magneto-reologice este prezentă în Figura 3.1.



sursă de curent continuu 0-32 V



Frâna magneto-reologica având configurația geometrica prezentata în Figura 2.6 a fost utilizata în investigațiile experimentale pentru a determina performantele acesteia si a valida metodologia de proiectare. Performanțele pot fi analizate atât la funcționarea dispozitivului magneto-reologic fără răcire, convecție naturală cât și prin intermediul unui debit de apă vehiculat, convecție forțată. Pentru vehicularea apei peste dispozitiv, standul experimental a fost dotat cu o secțiune de plexiglas și un circuit de conducte care prin intermediul unei pompe, vehiculează un debit de apă, Figura 3.2. Aceasta investigație aduce apa în contact cu dispozitivului MR asemănător modului de operare pe standul experimental pentru investigarea curgerii decelerate cu vârtej unde un dispozitiv cu scara 1:1 va fi utilizat.



Figura 3.2. Schema de montare a circuitului de vehiculare a apei peste frâna magneto-reologică

Testarea frânei magneto-reologice se realizează cu un motor electric de 3kW acționat de un convertizor de frecvență ABB/ACS880 care modifica turația de la 100 rpm la 1100 rpm în modul DTC (Direct Torque Control). Modul DTC implica estimarea fluxului magnetic si a momentului la arbore pe baza curentului si tensiunii de alimentare a motorului. Un traductor de turație (encoder ROP520) a fost instalat pe arborele motorului pentru a creste precizia de estimare a parametrilor cu ajutorul convertizorului de fervență. Un traductor de cuplu HBM T22 a fost instalat intre motorul electric si frâna magneto-reologica pentru a măsura momentul de frânare. Traductorul de moment are o frecvență de achiziție de 10 Hz, un domeniu de turații de la 0-9000 rpm și poate măsura momentul până la 20 Nm [155].

Un senzor de temperatura de tip termocuplu TCCA2937, cu plăcuță de contact de inox este utilizat pentru măsurarea temperaturii la nivelul carcasei dispozitivului magneto-reologic. Suplimentar, sunt utilizați pentru măsurarea temperaturii lichidului de răcire, la intrarea și ieșirea din frână alți doi senzori de tip termocuplu TCCA3012.



Figura 3.3. Interfața SCADA de comandă și achiziție pentru testare frânei magneto-reologice
Comanda standului experimental cât și achiziția datelor măsurate cu dispozitivul magneto-reologic a fost realizată prin intermediul interfeței SCADA, Figura 3.3. Interfața comandă turația motorului electric prin intermediul convertizorului de frecvență. Cu o rată de 1 eșantion/secundă, este înregistrat momentul măsurat de traductorul de cuplu, turația și valorile temperaturii. Bobina frânei MR este conectată la o sursă de curent continuu cu domeniul tensiunii intre 0-32 V și intensitate curentului de până la \approx 2 A (pentru 32 V). Caracteristica bobinei proiectate este prezentată în Figura 3.4. La alimentarea bobinei cu o tensiune maximă de 32V și o intensitate a curentului de 2A, puterea maximă consumată de aceasta este de aproximativ 60W.



Figura 3.4. Caracteristica bobinei utilizate în controlul frânei magneto-reologice

3.2. Verificarea momentului de frânare a frânei magnetoreologice

3.2.1. Analiza câmpului magnetic în frâna magnetoreologică

In această etapă s-a urmărit determinarea caracteristicii magnetice a dispozitivului magneto-reologic de control. Pentru aceasta, câmpul magnetic proiectat în subcapitolul 2.4.2 a fost verificat în dispozitiv. Distribuția densității câmpului magnetic în interstițiul umplut cu aer determinata in simularea numerica cu pachetul software FEMM 4.2 a fost validată cu densitatea măsurată experimental.

Densitatea câmpului magnetic in zona celor două interstiții a fost măsurată utilizând o sonda Hall conectată la teslametrul Gauss FW Bell 5040, Figura 3.5. Spre deosebire de cazul calculat numeric, în cazul experimental a fost retrasă partea rotativă din dispozitivul fizic. Această procedură a fost realizată pentru a fi posibilă introducerea sondei Hall (de grosime \approx 1.5 mm) în zona interstițiului.

Analiza câmpului magnetic în frâna magneto-reologică -



Figura 3.5. Secțiune meridiană prin dispozitivul magneto-reologic cu sonda Hall de măsura a inducției câmpului magnetic B introdusă în interstițiu

Sonda Hall a fost fixată împreună cu o scară gradată permite deplasarea cu un increment de 1 mm de-a lungul interstițiului. Bobina a fost alimentată prin intermediul unei surse de curent continuu la o intensitate maxima a curentului de 2A pentru a măsura densitatea câmpului magnetic care străbate interstițiul dispozitivului. Rezultatele numerice obținute de-a lungul interstițiului sunt comparate cu datele experimentale in Figura 3.6 obținându-se o buna corelare. Deviațiile maxime obținute între rezultatele numerice si datele experimentale se regăsesc spre extremele generatoarei (de la 0-3 mm și 21-27 mm din axa de măsură. Se observă că datele experimentale surprind o scădere bruscă a densității câmpului magnetic din zona de platou (0.175 T) spre zona de capăt (0.05 T). Această scădere abruptă poate fi parțial cauzată de îndepărtarea părții rotative (realizată din fier) care conduce mult mai bine câmpul magnetic decât aerul. Distribuția uniformă a intensității câmpului magnetic de-a lungul interstițiului este 0.7h.





Fluidele magneto-reologice selectate (MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G) au fost montate pe rând în interstițiu. Astfel, densitatea câmpului magnetic B [T] a fost măsurată la mijlocul distanței h dintre placa de etanșare și partea

superioară a întrefierului, vezi Figura 3.5. Rezultatele sunt prezentate comparativ sub forma caracteristicii magnetice a dispozitivului în Figura 3.7, fiind obținute prin aplicarea bobinei unei tensiuni cuprinse intre 0-32 V cu un pas de 1 V.





În proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G a fost obținută valoarea maximă a inducției câmpului magnetic B de 400 mT la o tensiune de 32V. La aceeași tensiune, proba MRF 132 DG are valori cu 20% mai mici decât SMR 35%Fe+UTR Ms 1000G. Compozitul hibrid bi-dispers SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G montat în frâna magneto-reologică se saturează la densității ale fluxului magnetic superioare probei MRF 132 DG.

3.2.2. Determinarea momentului de frânare magnetoreologic în funcție de inducția câmpului magnetic în frână

Au fost efectuate investigații pe standul experimental pe domeniul de turații 100 - 1100 rpm și tensiunea aplicata bobinei între 2-32V pentru determinarea momentului de frânare magneto-reologic cu fluidele MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer și apă. Momentul magneto-reologic de frânare a fost obținut scăzând din momentul total determinat cu ec. (2.6) contribuțiile datorate frecărilor mecanice în lagăr și dispozitiv (M mec), precum si cele datorate forțelor de frânare electro-magnetice (M em). Gama de turații cuprinsa in domeniul 100 - 1100 rpm a fost aleasă în acord cu operarea rotorului generatorului de vârtej. Fiecare punct experimental a fost obținut prin medierea momentului măsurat la arbore într-un interval de 10 secunde. Astfel, momentul magneto-reologic de frânare a fost reprezentat în funcție de densitatea câmpului magnetic în probe, cunoscută din caracteristica magnetică a dispozitivului redata in Figura 3.7.

Rezultatele obținute pentru MRF 132 DG la operarea în aer sub forma variației momentului magneto-reologic cu densitatea câmpului magnetic în probă sunt prezentate în Figura 3.8. Pe același grafic a fost marcat momentul de frânare considerat in proiectare (5.57 Nm) cu scopul de a identifica dacă momentul de frânare considerat în proiectare este atins la operarea cu MRF 132 DG. Pentru a sublinia tendința momentului magneto-reologic de frânare, pe toate datele experimentale a fost aplicat un model matematic (M mr = 0.0123B + 1.732).





Figura 3.8. Variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în proba MRF 132 DG măsurată în dispozitivul magneto-reologic în aer

Se observă în Figura 3.9 că momentul magneto-reologic (M mr) variază de la 2.5 Nm la 76 mT până la 6.2 Nm la 313 mT. Aceeași tendință este evidențiată pentru toată gama de turații analizate. Deci, creșterea inducției câmpului magnetic în probă de aproximativ 3 ori (de la 76 mT la 300 mT) conduce la creșterea momentului de frânare magneto-reologic cu 148%. Valoarea momentului considerata in proiectare de 5.57 Nm este atinsa pentru o densitate a câmpului magnetic (B) de aproximativ 300 mT pentru operarea în aer. Se remarca o deviere a densității câmpului magnetic de 25% intre valoarea de 225 mT obținută în proiectare în secțiunea 2.6 si valoarea experimentala de 300 mT. Diferențele obținute se pot datora măsurării inducției B a câmpului magnetic cu sonda Hall. Același tip de investigație a fost realizata pentru MRF 132 DG vehiculând peste dispozitiv un debit de apă la o temperatura de 20 °C. Datele experimentale obținute pentru operarea frânei magneto-reologice in apa sunt prezentate în Figura 3.9.



Figura 3.9. Variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în proba MRF 132 DG măsurată în dispozitivul magneto-reologic în apă

Momentul magneto-reologic (M mr) variază de la 1.4 Nm pentru B=76 mT la 4.59 Nm pentru B=300 mT la funcționarea dispozitivului în apă. În acest caz, momentul de frânare magneto-reologic crește cu 227% în intervalul densității câmpului magnetic analizat. Valoarea momentului magneto-reologic considerat in proiectare de 5.57 Nm NU este atinsa la funcționarea în apă.

În continuare, rezultatele obținute cu MRF 132 DG sunt prezentate comparativ în Figura 3.10 pentru a evalua influența mediului de lucru (aer și apă) asupra momentului de frânare magneto-reologic.



Figura 3.10. Variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în proba MRF 132 DG măsurată în dispozitivul magneto-reologic aer vs apă.

Momentul magneto-reologic obținut la frânarea cu MRF 132 DG în aer este superior celui obținut la frânarea în apă. Momentul magneto-reologic măsurat în aer este cu 108% mai mare decât cel măsurat în apă la valori mici ale densității câmpului magnetic (76 mT). Momentul magneto-reologic măsurat în aer este cu 38% mai mare decât cel măsurat în apă la valori mari ale densității câmpului magnetic în probă (300 mT).

În timpul măsurătorilor efectuate cu MRF 132 DG în apă, au fost observate microparticule de fier pe secțiunea de plexiglas a dispozitivului magneto-reologic, vezi Figura 3.11. Pentru a colecta particulele de fier în timpul măsurătorilor a fost utilizat un magnet permanent Figura 3.11. Acesta a fost poziționat astfel încât să nu afecteze funcționarea dispozitivului de frânare. Se observă că o parte din microparticulele de fier din compoziția MRF 132 DG sunt colectate și formează aglomerări în zona magnetului.

Determinarea momentului de frânare magneto-reologic în funcție de inducția câmpului magnetic în frână - 78



Figura 3.11. Secțiunea utilizata pentru circulația apei peste frâna magneto-reologică, magnetul permanent și microparticulele de fier din compoziția MRF 132 DG (stânga) Curbele de vâscozitate pentru MRF 132 DG inițial și MRF 132 DG contaminat (dreapta)

Efectul spălării microparticulelor de Fe din MRF 132 DG a fost studiat prin analiza comparativă a curbelor de vâscozitate pentru proba inițială și pentru proba contaminată (extrasă din frâna MR după teste în apă). Probele au fost analizate utilizând celula magneto-reologică MRD PP20 cu interstițiu de 0.5 mm la viteze de forfecare de la 0.1...2000 s⁻¹. Aceiași valoare a curentului a fost aplicată bobinei pentru a cuantifica diferențele în comportamentul magneto-reologic dintre proba inițială și contaminată. Curbele de vâscozitate pentru MRF 132 DG inițial respectiv contaminat la 2.7 A sunt prezentate în Figura 3.11.

Se observă clar faptul că densitatea fluxului magnetic este cu 300 mT mai mare în proba MRF 132 DG inițială decât în proba contaminată pentru același curent aplicat bobinei reometrului de 2.7 A. Acest rezultat calitativ susține observația că din structura fluidului MRF 132 DG au fost "spălate" o parte din microparticulele de fier. Așa cum se poate observa în Figura 3.11, proba MRF 132 DG contaminată are același comportament magneto-reologic cu al unei probe inițiale pentru un curent aplicat bobinei reometrului de 1.07 A. Se poate concluziona ca operarea dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG în apa conduce la pierderea funcției de frânare datorita "spălării" microparticulelor de fier. Ca urmare, se recomanda utilizarea limitată a MRF 132 DG în aplicații care operează în mediu de lucru apă datorita performantelor reduse ale frânei magneto-reologice si a efectelor de spălare a microparticulelor de fier (care conduc la pierderea funcționalității fluidului).

În continuare, fluidul compozit hibrid SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G produs de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române - Filiala Timișoara a fost montat și investigat în dispozitivul magneto-reologic. Acest fluid are la bază un ulei de transformator care nu favorizează amestecare cu apa.

Proba de fluid compozit hibrid SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G a fost analizată în dispozitivul magneto-reologic pe aceeași gamă de turații și tensiuni aplicate bobinei ca pentru proba MRF 132 DG. Rezultatele obținute sunt reprezentate sub forma variației momentului magneto-reologic cu inducția câmpului magnetic în probă, Figura 3.12. Valoarea momentului considerata in proiectare de 5.57 Nm este inclusa pe Figura 3.12 pentru a identifica la ce valoare a densității câmpului magnetic este atinsa.





Figura 3.12. Variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G măsurată cu dispozitivul magneto-reologic în aer

Momentul magneto-reologic (M mr) obținut cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G variază de la 3.3 Nm la 7.5 Nm pentru valori ale densități fluxului magnetic în proba pe intervalul 55 - 400 mT. Această tendință se respectă pentru toată gama de turații analizate. Momentul magneto-reologic crește de peste doua ori pentru o creștere a inducției câmpului magnetic în probă cu 350 mT. Valoarea momentului impusă în proiectarea dispozitivului de 5.57 Nm este atinsă la o densitate a fluxului magnetic în probă de 210 mT. Se remarca pentru acest caz o deviere a inducției câmpului magnetic cu 40% intre valoarea de 125 mT obținută în proiectare în secțiunea 2.6 si valoarea experimentala de 210 mT. Această deviere se datorează măsurătorilor experimentale realizate cu sonda Hall (pe dispozitiv și reometru). Introducerea sondei Hall în mediu de lucru conduce la modificarea permeabilității mediului drept urmare inducția B măsurată este a unui mediu bi-fazic (ex. material sondă + material măsurat).

Momentul magneto-reologic se saturează la valori ale densități fluxului magnetic mai mari de 300 mT atingând valori cu 27-35% mai mari decât valoarea momentului impusă în proiectare. Aceasta saturare (plafonare) a momentului magneto-reologic de frânare este cauzata de condițiile termice din funcționare. în timpul investigațiilor realizate în aer pentru valori ale inducției câmpului magnetic mai mari de 300 mT a avut loc evaporarea părților volatile ale lichidului de baza. În consecință, proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G la finalul investigațiilor prezintă o modificare semnificativă a structurii evidențiindu-se o densitate mare a conținutului magnetic ("plastilină"), Figura 3.13.

Determinarea momentului de frânare magneto-reologic în funcție de inducția câmpului magnetic în frână -



Figura 3.13. Proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G recuperata după efectuarea testelor cu frâna magneto-reologica în aer

Concluzia deprinsă în urma analizelor realizate este că proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G își deteriorează proprietățile magneto-reologice daca limitele termice sunt depăsite la functionarea în aer. Pentru asemenea condiții de operare se recomanda implementarea unui sistem de răcire forțată care sa mențină condițiile termice în limitele impuse de producător (sub 130°C).

În continuare, măsurătoarea pentru proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G a fost repetată vehiculând peste dispozițiv un debit de apă la temperatura de 20 °C. Rezultatele măsurătorii sunt prezentate în Figura 3.14, sub forma variatiei momentului magneto-reologic M mr cu inductia câmpului magnetic B în proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G la operarea dispozitivului magneto-reologic în apă.



Figura 3.14. Variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G măsurată cu dispozitivul magneto-reologic în apă

Atunci când proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G este utilizată în dispozitivul magneto-reologic imersat în apă, momentul de frânare variază de la 1.3 Nm la 7 Nm, pentru valori ale densității câmpului magnetic cuprinse în intervalul de la 55 mT la 400 mT. Se remarca o crește de peste 5 ori a momentului de frânare în intervalul analizat. Valoarea momentului de 5.57 Nm impusa în proiectare este atinsa în jurul valorii de 300 mT la functionarea în apă. Se poate concluziona ca operarea

80

dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în APA, atinge valoarea momentului impusă în proiectare. Luând în considerare rezultate obținute, apreciez ca SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G este potrivit pentru utilizarea în aplicații care funcționează în apă.

Rezultatele obținute pentru dispozitivul magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G sunt prezentate comparativ pentru a evalua influența mediului de lucru (aer și apă) asupra momentului de frânare în Figura 3.15. Momentul magnetoreologic (M mr) obținut la frânarea cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer este superior celui obținut în apă. Momentul magneto-reologic de frânare obținut în aer este de peste 2 ori mai mare decât în apă la o densitate a fluxului magnetic în probă de 55 mT. Diferențele dintre momentul magneto-reologic măsurat în aer și apă sunt de doar 14% pentru valori mari ale inducției câmpului magnetic în probă (400 mT). Diferența mica obținută intre momentul magneto-reologic de frânare în aer si apa pentru valori mari ale inducției câmpului magnetic provine din saturarea momentului magneto-reologic la operarea în aer din considerente termice.

Este important de remarcat ca operarea dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa nu mai evidențiază saturarea momentului magneto-reologic pentru valori ale densității câmpului magnetic mai mari de 300 mT așa cum s-a determinat la operarea în aer. Așadar, apreciez că fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G nu se află la limita superioară a performanțelor de frânare în dispozitivul magneto-reologic.



Figura 3.15. Variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 măsurată în dispozitivul magneto-reologic în aer vs apă

Proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G prelevata după efectuarea investigațiilor în apa a fost analizat utilizând reometrul Physica MCR 300 pentru a stabili influența apei asupra proprietăților magneto-reologice. Pentru a observa diferențele în Determinarea momentului de frânare magneto-reologic în funcție de inducția câmpului magnetic în frână - 82

proprietăților magneto-reologice a fost păstrat același curent de alimentare la bobina celulei magneto-reologice. Datele obținute sunt prezentate sub forma curbelor de vâscozitate pentru proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G inițiala si proba contaminata pentru curentul de 2.7 A, Figura 3.16.



Figura 3.16. Curbele de vâscozitate pentru proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G inițiala și proba prelevata după efectuarea investigațiilor în apa (denumita "proba contaminata").

Se poate observa pe curbele de vâscozitate obținute în măsurătorile pe reometru, același comportament magneto-reologic pentru proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G inițiala și proba contaminata la 2.7 A. Se remarca faptul că inducția câmpului magnetic în proba inițială este de doua ori mai mare decât în cea contaminată. Diferența în inducția câmpului magnetic dintre cele doua probe SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G (inițiala si contaminata) este pusa pe seama diminuării conținutului magnetic. Totuși, în timpul investigațiilor efectuate în apa cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G nu au fost colectate microparticule de fier care sa evidențieze fenomenul de "spălare" remarcat la fluidul MRF 132 DG.

Se poate concluziona ca operarea dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa conduce la diminuarea funcției de frânare. Cu toate acestea, utilizarea SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa nu a evidențiat pierderea semnificativa a frânarii dispozitivului magneto-reologic pe perioada investigațiilor efectuate.

În ultima parte a acestui subcapitol sunt prezentate comparativ momentul de frânare magneto-reologic în funcție de inducția câmpului magnetic pentru cele doua fluide investigate MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G la funcționarea în aer, Figura 3.17 și în apă, Figura 3.18.





Figura 3.17. Variația momentului magneto-reologic M mr măsurat în dispozitivul magnetoreologic cu inducția câmpului magnetic B în proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G vs MRF 132 DG în aer.

Datele măsurate în funcționarea frânei magneto-reologice cu cele două fluide montate în dispozitiv la 800 rpm, au fost fitate cu ecuații liniare pentru evidențierea tendinței momentului magneto-reologic cu densitatea câmpului magnetic. Se observă că pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G dispersia datelor obținute este mai mare decât pentru MRF 132 DG. Această concluzie este bazata pe compararea coeficientului de corelație R² determinat pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G de 0.8721 cu cel obținut pentru MRF 132 DG de 0.9578. Dispersia mai mare a măsurătorilor pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G se datorează distribuției datelor din zona de saturație (B > 300 mT). Această dispersie se datorează efectelor termice care contribuie la modificare structurii fluidului SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G evidențiate în Figura 3.13.

Este relevant de remarcat ca operarea dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G atinge valori ale inducției câmpului magnetic pana la 400 mT în raport cu valorile maxime de 310 mT atinse la operarea cu MRF 132 DG acoperind o plaja mai mare de control a turație.

Momentul magneto-reologic (M mr) de frânare obținut la operarea cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer este superior celui obținut cu MRF 132 DG. SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G produce un moment de frânare de 4.15 Nm în comparație cu cel obținut pentru MRF 132 DG de 3 Nm, la o densitate a fluxului magnetic în probe de 100 mT. Proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G frânează cu 38% mai mult la aceeași valoare a inducției a fluxului magnetic (100 mT) în aer. Momentul magneto-reologic obținut cu MRF 132 DG este 5.42 Nm la 300 mT (atingând pragul de proiectare de 5.57 NM la 313 mT) în timp ce cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G se atinge un

Determinarea momentului de frânare magneto-reologic în funcție de inducția câmpului magnetic în frână - 84

momentul magneto-reologic de frânare de 6.53 Nm la 300 mT depășind cu 17% valoarea de proiectare. În consecință, ambele fluide magneto-reologice sunt capabile să atingă momentul de proiectare la operarea în aer. Totuși, momentul de frânare cu MRF 132 DG este atins la limita superioară a inducției câmpului magnetic pentru această configurație a dispozitivului.

Aceeași metodologie de analiză este aplicată pentru variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în probele SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G si MRF 132 DG măsurate în dispozitivul magneto-reologic de frânare la operarea în apă, Figura 3.18.



Figura 3.18. Variația momentului magneto-reologic M mr cu inducția câmpului magnetic B în proba SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 Gauss vs. MRF 132 DG măsurat cu dispozitivul magneto-reologic în apă

Momentul magneto-reologic de frânare al dispozitivului la operarea cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G este mai mare decât la operarea cu fluidului comercial MRF 132 DG în apă. Se remarca faptul ca domeniul momentului magneto-reologic controlat cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G este cu 40% mai mare fata de cel obținut cu MRF 132 DG. Afirmația anterioara este susținuta de panta celor două aproximații liniare a datelor experimentale (0.0167 pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G și 0.0128 pentru MRF 132 DG). Se observă că pragul momentului magneto-reologic de frânare determinat în faza de proiectare de 5.57 Nm este atins la operarea cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G la o densitate a fluxului magnetic în probă mai mare de 300 mT în timp ce aceasta valoare de prag NU este atinsa cu MRF 132 DG.

În urma analizelor efectuate, se recomanda, alegerea compozitului hibrid bi-dispers SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G pentru aplicații care funcționează în apă.

3.2.3. Verificarea condițiilor de proiectare

Condițiile de proiectare sunt verificate utilizând datele experimentale măsurate pe dispozitivul magneto-reologic pentru operarea cu cele doua fluide MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer.

Din analiza inducției câmpului magnetic măsurată cu sonda Hall de-a lungul interstițiului, Figura 3.6 s-a remarcat faptul că inducția câmpului magnetic măsurată în interstițiul dispozitivului magneto-reologic este uniforma pe 70% din lungime (20 mm din cei 28 mm). Diminuarea semnificativa a inducției câmpului magnetic este asociata cu zona din vecinătatea extremității superioare. Aceasta observație sugerează corectarea lungimii inițiale a dispozitivului de 28 mm considerata în metodologia de proiectare cu cea activa de 20 mm. Ca urmare, ecuațiile de calculul ale momentului de frânare magneto-reologic utilizând modelul fluidului Newtonian (2.7) si Power Law pentru modelul fluidului ne-Newtonian (2.14) vor fi corectate cu lungimea activa a înălțimii, adică (0.7h).



Figura 3.19. Verificarea momentului proiectat cu momentul măsurat pentru dispozitivul magneto-reologic cu MRF 132 DG

In Figura 3.19 se prezintă momentul magneto-reologic proiectat cu modelul fluidului Newtonian utilizând ecuația (2.7) marcat cu linie neagra întreruptă si cel cu Power Law pentru modelul fluidului ne-Newtonian utilizând ecuația (2.14) marcat cu linie întreruptă portocalie si momentul magneto-reologic măsurat pe standul experimental cu MRF 132 DG. Momentul magneto-reologic proiectat luând în considerare lungimea activa a dispozitivului este prezentat cu linie continua pentru ambele modele.

Se observă că momentul magneto-reologic proiectat cu geometria dispozitivului utilizând proprietățile fluidului MRF 132 DG sunt subestimate pentru valori ale inducției câmpului magnetic mai mici de 150 mT si supraevaluate pentru valori mai mari de 200 mT. Corectarea momentului magneto-reologic proiectat cu lungimea activa conduce la subestimarea valorilor momentului pentru valori ale inducției câmpului magnetic mai mici de 215 mT si o buna corelare cu datele experimentale în limita a 5% pana la valori ale inducției câmpului magnetic de 310 mT.

Momentul magneto-reologic proiectat cu geometria dispozitivului utilizând proprietățile fluidului SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G sunt subestimate pentru valori

ale inducției câmpului magnetic mai mici de 100 mT si supraevaluate semnificativ pentru valori mari, Figura 3.20. Corectarea momentului magneto-reologic cu lungimea activa a dispozitivului păstrează subestimarea valorilor momentului pentru densității ale fluxului magnetic mai mici de 100 mT si supraevaluarea pentru densități ale fluxului magnetic mai mari de 150 mT. Totuși, pentru densități ale fluxului magnetic mai mari de 200 mT se remarca o supraevaluare a momentului pana la 300 mT. Plafonarea momentului magneto-reologic pentru valori ale densități fluxului magnetic mai mari de 300 mT datorita condiții termice nu este surprinsă de metodologia de proiectare pentru corecția temperaturii nu este inclusa.



Figura 3.20. Verificarea momentului proiectat cu momentul măsurat pentru dispozitivul magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G

3.3. Analiza funcționării dispozitivului de frânare magnetoreologic

Momentul total frânat de dispozitivul magneto-reologic este în continuare studiat la 16 V și 32 V de la 100 rpm pana la 1100 rpm cu un increment de 100 rpm. Moment total conține contribuția din frecările mecanice din lagăr și dispozitiv (**M mec**), frânarea electro-magnetică (**M em**) și frânarea magneto-reologică (**M mr**)(cf. ec.2.5). Au fost selectate regimurile la tensiune maximă aplicată bobinei și jumătate din aceasta (32V și 16V). Regimul la 16V se regăsește înainte de palierul de saturare magnetică a probelor, iar cel de 32V la limita superioară, conform Figura 3.7.

3.3.1. Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu MRF 132 DG în aer

Momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG în aer măsurat pe intervalul de turații de la 100 rpm la 1100 rpm pentru doua valori ale tensiunii bobinei de 16 V și 32 V sunt prezentate în Figura 3.21. Regimurile la tensiunile aplicate bobinei de 16 respectiv 32V au fost selectate aleator. Momentul total de frânare ajunge până la 6.1 Nm la tensiune aplicată bobinei de 16 V depășind

cerința impusă momentului din proiectare de 5.57 Nm cu aproximativ 3-10% pe toată gama de turații analizate.

Momentul total de frânare atinge 7.4 Nm la turația de 200 rpm si scade pana la 6.8 Nm la turația de 600 rpm păstrându-se pe palier pana la 1100 rpm pentru tensiune aplicată bobine de 32 V. Distribuția momentului total de frânare cu turația pentru valoarea maxima a tensiunii aplicate bobinei evidențiază comportamentul shear-thining al fluidului magneto-reologic. Momentul total de frânare este cu aproximativ 33% pana la 22% mai mare decât momentul din proiectare de 5.57 Nm.

Momentul total măsurat la tensiunea de 32V este cu 28% mai mare la turații mici (100-400 rpm) decât cel măsurat la tensiunea de 16V. Această diferență scade până la 13% la turații de funcționare în intervalul 500 - 1100 rpm.



Figura 3.21. Momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG în aer la operarea în domeniul de turații de la 100 rpm la 1100 rpm.

Au fost realizate analize amănuntite asupra comportării dispozitivului pentru a discrimina (i) momentul generat de frecările mecanice din lagăr și dispozitiv la funcționarea în aer, (ii) momentul generat de frânarea electro-magnetică si (iii) momentul generat de frânarea magneto-reologică cu MRF 132 DG în aer. In Figura 3.22 se prezintă contribuția momentului datorat frecărilor mecanice (M mec) în aer, momentul electro-magnetic (M em), moment magneto-reologic (M mr) din momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG la functionarea în aer. Au fost alese două cazuri, pentru doua valori ale tensiunii de alimentare la bornele bobinei de 16V si 32 V. Principalul aspect evidentiat în cele două situatii este contributia cea mai mare a momentul de frânare magneto-reologic (variind de la 80% la 65%) din momentul total pentru operarea dispozitivului cu MRF 132 DG în aer. Celelalte două componente (momentul de frânare mecanic incluzând frecările în lagăr și dispozitivul și momentul de frânare electro-magnetic) ajung să contribuie cu cel mult 35% în bilantul momentului total la valori ale turației de 900-1100 rpm. La valori ale turație intre 100-500 rpm momentul de frânare mecanic și momentul de frânare electro-magnetic reprezintă doar 20-25% din momentul total.





3.3.2. Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu MRF 132 DG în apa

Momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG în apă măsurat pe domeniul de turații de la 100 rpm la 1100 rpm pentru doua valori ale tensiunii bobinei de 16 V și 32 V sunt prezentate în Figura 3.23. Au fost selectate regimurile la tensiune maximă aplicată bobinei și jumătate din aceasta (32V și 16V).



Figura 3.23. Momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG în apa la operarea în domeniul de turații de la 100 rpm la 1100 rpm.

Momentul total de frânare maxim obținut la operarea dispozitivului cu MRF 132 DG în apă este de 5.8 Nm la turația de 1100 rpm si tensiunea maxima aplicata bobinei de 32 V. Se observa ca momentul total de frânare are o ușoară creștere odată cu creșterea turației pentru ambele valori ale tensiunii aplicate bobinei pentru operarea cu MRF 132 DG în apa. Valoarea momentului total de 3.8 Nm este obținută la turația de 100 rpm si 16 V în timp ce momentul total maxim de 4.5 Nm este atins pentru aceeași valoare a tensiunii dar la turația 1100 rpm. Momentul total crește cu 18% de la turația de 100 rpm pana la 1100 rpm pentru tensiunea aplicată bobinei de 16 V.

Momentul total de frânare măsurat pe toată gama de turații analizate pentru tensiunea aplicată bobinei de 32V crește cu 28% comparativ cu rezultatele obținute pentru tensiunea de 16 V. Este important de precizat faptul că momentul total măsurat nu atinge momentul din cerința de proiectare de 5.57 Nm pentru nici o valoarea a turației în domeniul 100 – 1100 rpm pentru tensiunea la bornele bobinei de 16 V. Momentul total de frânare depășește momentul din cerința de proiectare începând cu turația de 400 rpm atunci când tensiunea aplicată bobinei este de 32 V. Din acest motiv, putem desprinde concluzia că nu este recomandata utilizarea MRF 132 DG pentru această aplicație în apă.







Figura 3.24. Discriminarea contribuției momentului din frecări mecanice (M mec), a momentului electro-magnetic (M em) și a momentului magneto-reologic (M mr) din momentul de frânare total pentru dispozitivul cu **MRF 132 DG** pentru doua valori ale tensiunii la bornele bobinei de 16V (sus) și 32 V (jos) la operarea **în apă**.

În Figura 3.24 se prezintă contribuția momentului datorat frecărilor mecanice (M mec) în apa, a momentul electro-magnetic (M em), a moment magneto-reologic (M mr) în momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG la funcționarea în apa pentru cele doua valori ale tensiunii aplicate la bornele bobinei de 16V și 32 V.

Contribuția cea mai mare în momentul total este datorată frânării magnetoreologice (M mr) care este de cel mult 72% la operarea în apă. Contribuțiile momentului din frecările mecanice (în lagăr și dispozitiv) și a momentul de frânare electromagnetic ajung să reprezinte până la 40% din momentul total pentru operarea la turații mici în domeniul 100-500 rpm.

Contribuția redusă a momentului magneto-reologic în bilanțul momentului total la funcționarea dispozitivului în apă, nu recomanda selectarea MRF 132 DG pentru utilizarea în dispozitive care operează în apă.

3.3.3. Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer

Momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer investigat pe intervalul de turații de la 100 rpm la 1100 rpm pentru doua valori ale tensiunii bobinei de 16 V și 32 V sunt prezentate în Figura 3.25. Se observă că în cazul frânări cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer momentul total are o distribuție parabolică. Momentul total de frânare de 8.5 Nm este măsurat la turația de 100 rpm, crește până la 9.6 Nm la 300 rpm si scade la 8.2 Nm la turația de 1100 rpm pentru tensiunea la bornele bobinei de 16 V. Se remarca faptul ca momentul total de frânare are un comportament predominat de frânarea magnetoreologica (comportament shear-thinning) așezându-se pe un palier pentru turații mai mari de 800 rpm pentru tensiunea la borne de 16 V. Aceasta afirmație este susținută de ponderea momentului de frânare magneto-reologica de 74-85% în bilanțul total regăsita în Figura 3.26.

Momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer are 7.6 Nm la turația de 100 rpm, atinge un maxim de 10.3

Nm la turația de 300 rpm si scade până la 7.2 Nm la 1100 rpm pentru tensiunea aplicata bobinei de 32 V acoperind o excursie de 43%.

Momentul total frânat de dispozitivul magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer pe intervalul de turații de la 200 rpm până la 800 rpm este mai mare cu 11% pentru tensiunea de 32 V comparativ cu tensiunea de 16 V. Momentul total de frânare la turații mai mari de 900 rpm pentru tensiunea de 32 V scade sub valorile momentului total de frânare obținut pentru tensiunea de 16 V datorita influentei temperaturii.

Se observa ca momentul total de frânare al dispozitivului cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G la operarea în aer pentru 16 V și 32 V depășește valoarea momentului din cerința de proiectare de 5.57 Nm. Ca urmare, în baza analizelor realizate se recomanda operarea dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer cu tensiunea la bornele bobinei în jurul valorii de 16 V care asigura momentul total de frânare necesar în condiții termice mai favorabile decât cele obținute la tensiuni mai mari la bornele bobinei.





Discriminarea contribuțiilor momentului de frânare mecanic (frecările în lagăr și dispozitiv) (M mec), a momentului de frânare electromagnetic (M em) și a momentului magneto-reologic (M mr) în bilanțul momentului de frânare total al dispozitivului cu fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în aer sunt prezentate în gama de turații de la 100 rpm la 1100 rpm pentru ambele tensiuni de 16 si 32 V la bornele bobinei în Figura 3.26.







Figura 3.26. Contribuția procentuală a momentului de frânare din frecări mecanice (M mec) moment electro-magnetic (M em) și moment magneto-reologic (M mr) pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 Gauss la 16V și 32 V la funcționarea în aer

Contribuția momentului de frânare magneto-reologic este **predominanta** în bilanțul total fiind de **74-86% la tensiunea de 16 V** si **69-85% la tensiunea de 32 V** conform datelor prezentate în Figura 38. Contribuția momentului de frânare mecanic (frecările din lagăr și dispozitiv) (M mec) si a momentului de frânare electromagnetic (M em) creste cu turația atingând ponderi maxime de 18% respectiv 13% la turația de 1100 rpm si tensiunea la bornele bobinei de 32 V.

3.3.4. Analiza funcționării frânei magneto-reologice cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa

Aceeași metodologie de analiză este utilizată și pentru determinarea momentului total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apă pe domeniul de turații de la 100 rpm la 1100 rpm pentru doua valori ale tensiunii bobinei de 16 V și 32 V sunt prezentate în Figura 3.27. Se remarcă o distribuție parabolica a momentului de frânare total al dispozitivului magneto-reologic la operarea cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa.



Figura 3.27. Momentul total de frânare al dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apă la operarea în domeniul de turații de la 100 rpm la 1100 rpm

Momentul total de frânare măsurat pentru dispozitivul magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G operat în apă este de 4.56 Nm la turația de 200 rpm, crește până la valoarea maxima de 6.52 Nm la 900 rpm si apoi scade până la 5.69 Nm la 1100 rpm pentru tensiunea la bornele bobinei de 16V. S-a obținut o variație a momentului total de frânare de 43% pentru gama de turații investigata la tensiunea de 16V.

Distributia momentului de frânare total al dispozitivului operat cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa este de 8 Nm la turatia de 200 rpm, atingând maximul de 9.3 Nm la 600 rpm scăzând apoi până la 8.2 Nm la 1100 rpm pentru tensiunea la bornele bobinei de 32V.

Funcționarea dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apă depăseste pragul de moment impus în cerinta de proiectare de 5.57 Nm pentru ambele tensiuni de alimentare ale bobinei de 16V si 32V.

Analiza rezultatelor obținute pentru momentul total de frânare în dispozitivul magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa recomanda utilizarea în controlul rotorului generatorului de vârtej.

Discriminarea contribuțiilor momentului de frânare mecanic (frecările din lagăr și dispozițiv) (M mec), a momentului de frânare electromagnețic (M em) și a momentului magneto-reologic (M mr) în bilanțul momentului de frânare total al dispozitivului cu fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa sunt prezentate în gama de turații de la 100 rpm la 1100 rpm pentru ambele tensiuni de 16 si 32 V aplicate la bornele bobinei în Figura 3.28.





Figura 3.28. Discriminarea contributiei momentului din frecări mecanice (M mec), a momentului electromagnetic (M em) și a momentului magneto-reologic (M mr) din momentul

de frânare total pentru dispozitivul cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G pentru doua valori ale tensiunii la bornele bobinei de 16V (sus) și 32 V (jos) la operarea în apă.

Concluzii privind validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în mediu de lucru aer și apă - 94

Contribuția momentului magneto-reologic în momentul total de frânare a dispozitivului cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa este predominantă fiind 70-85% pentru tensiunea de 16 V si 81-85% pentru tensiunea de 32 V. Efectele termice la operarea dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în apa sunt neglijabile datorita transferului de căldură asigurat prin convecție în mediul în care funcționează.

Operare în apa și uleiul utilizat ca lichid de bază în SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G asigura o lubrifiere a părților mecanice diminuând contribuția momentului de frecare mecanic (M mec) la 10% pe întreaga gama de turații cu tensiunea de 16V respectiv la 5-7% pentru tensiunea de 32V. Momentul electromagnetic (M em) are contribuție în bilanț intre 5-20% la 16V respectiv 10-15% la 32 V.

În concluzie, pentru dispozitivele care funcționează imersate în apă se recomandată utilizarea SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G care contribuie semnificativ atât la controlul momentului de frânare prin efectele magnetoreologice (70-85%) cât și neglijarea efectelor termice datorita transferului de căldură asigurat la funcționarea în acest mediu.

3.4. Concluzii privind validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în mediu de lucru aer și apă

Scopul dispozitivului magneto-reologic de frânare pentru care s-a elaborat metodologia de proiectare este controlul turației rotorului instalat pe standul experimental al generatorului de vârtej. Momentul de frânare pentru care s-a proiectat dispozitivul magneto-reologic este de **5.57 Nm** la o putere de **340 W**, valori care au fost determinate din analiză numerică a curgerii rotorului prezentate în Figura 3. Ca **element de siguranță al metodologiei de proiectare**, s-a considerat că momentul de frânare trebuie să fie asigurat doar de momentul de frânarea magneto-reologic (M mr). Contribuțiile frecărilor mecanice din lagăr și dispozitiv (M mec) și a forțelor electro-magnetice (M em) din momentul total de frânare sunt considerate elemente de siguranță pentru asigurarea momentului necesar.

Validarea momentului magneto-reologic este realizată cu măsurătorile experimentale pe un dispozitiv scară 1:1 cu cel necesar controlului turației rotorului generatorului de vârtej. Măsurătorile experimentale sunt realizate atât la funcționarea dispozitivului în aer cât și în apă. A fost determinată caracteristica magnetică a dispozitivului magneto-reologic prin măsurători ale densității câmpului magnetic în interstițiu cu sonda Hall. Din analiza datelor rezultă că ambele fluide magneto-reologice, montate în interstițiu, ating valorile densității câmpului magnetic (225 mT pentru MRF 132 DG si 125 mT pentru SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G) necesare pentru asigurarea momentului de 5.57 Nm. Momentul magneto-reologic (M mr) de frânare obținut la operarea cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G în aer este superior celui obținut cu MRF 132 DG. Proba SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G frânează cu 38% mai mult la operarea în aer la aceeași densitate a fluxului magnetic B=100mT. Momentul de proiectare este atins cu MRF 132 DG la o densitate a fluxului magnetic de 313 mT (cu

SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G densitate a fluxului magnetic este de 210 mT (având o deviere de 40% față de valoarea estimata în proiectare) la funcționarea în aer.

Metodologia de proiectare a dispozitivului magneto-reologic a fost verificată cu rezultatele experimentale obținute în aer. Analiza datelor obținute cu metodologia de proiectare si a măsurătorilor obținute cu sonda Hall de-a lungul interstițiului dispozitivului, Figura 3.6, a impus considerarea în metodologie de proiectare a zonei active a dispozitivului (0.7h) în loc de lungimea geometrica. Corectarea momentului magneto-reologic proiectat pentru operarea cu MRF 132 DG, conduce la subestimarea momentului pentru valori ale densității câmpului magnetic mai mici de 215 mT și o bună corelare cu datele experimentale în limita a 5% pentru valori ale densității câmpului magnetic cuprinse intre 215 mT si 310 mT. Corectarea metodologiei de proiectare cu zona activă a dispozitivului când se utilizează SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G conduce la subestimarea valorilor momentului magneto-reologic pentru densități ale fluxului magnetic mai mici de 100 mT și supraevaluarea acestuia în intervalul 200 - 300 mT. Momentul magneto-reologic determinat experimental pentru valori mai mari de 300 mT în operarea cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G se plafonează datorita efectelor termice. Aceasta tendinta nu este surprinsă în metodologia de proiectare deoarece corectia cu temperatura nu este implementata.

Momentul magneto-reologic necesar de 5.57 Nm este obținut la operarea în apă a dispozitivului magneto-reologic doar cu SMR 35% Fe + UTR MS 1000 pentru o inducție a fluxului magnetic mai mare de 300 mT. În consecință, operarea dispozitivului magneto-reologic cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G în apă, va putea să asigure regimul de 300 rpm pentru controlul rotorului considerat în etapa de proiectare. Utilizarea MRF 132 DG pentru controlul rotorului în apa va asigura un domeniu mai restrâns de turații decât cel considerat în proiectare.

Analiza funcționării dispozitivului magneto-reologic în gama de turații de la 100 rpm la 1100 rpm corespunzător domeniului rotorului generatorului de vârtej este prezentată în continuare. Evoluția momentului total de frânare (M total) în funcție de turație pentru doua valori ale tensiunii la bornele bobinei (16V și 32V) este investigata pentru a evalua condițiile asigurate de dispozitivul magneto-reologic. Aceste investigații sunt realizate cu ambele fluide magneto-reologice montate succesiv în dispozitiv la funcționarea în aer și apă. Momentului total de frânare obținut cu MRF 132 DG la operarea în aer pentru 16 V și 32 V, depășește momentul impus în cerința de proiectare (5.57 Nm) cu până la 10% respectiv 33% pe toată gama de turații analizate. Frânarea magneto-reologică cu MRF 132 DG în dispozitiv în aer reprezintă 65-80% din momentul total de frânare.

Momentul total de frânare **depășește cu pana la 4% valoare momentului impus în cerința de proiectare** (5.57 Nm) doar pentru tensiunea aplicată bobinei de 32 V **la operarea dispozitivului cu MRF 132 DG în apă**. De aici putem desprinde concluzia că **nu este recomandată utilizarea MRF 132 DG pentru această aplicație în apă**. O cauza a momentului total de frânare limitat este **contribuția redusa cu cel mult 72% a momentului magneto-reologic în momentul total** pentru operarea cu MRF 132 DG în apă.

Momentul total obținut cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G la operarea în aer pentru cele doua tensiuni la bornele bobinei de 16 V și 32 V, depășește momentul impus în cerința de proiectare (5.57 Nm) cu până la 42-48 %. Contribuția momentului de frânare magneto-reologic în momentul total de frânare pentru operarea cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G în aer variază de la 69-86% în plaja de turații investigate. **Momentul total de frânare al dispozitivului la operarea cu SMR 35% Fe+UTR** Concluzii privind validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului magneto-reologic cu MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G în mediu de lucru aer și apă - 96

Ms 1000 G în aer la 32V pentru valori ale turației mai mari de 900 rpm scade sub valorile obținute pentru 16 V datorită efectelor termice. Prin urmare, în baza analizelor realizate se recomandă operarea dispozitivului magnetoreologic cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G în aer cu tensiunea la bornele bobinei de 16 V care asigură momentul de frânare necesar în condiții termice mai favorabile decât cele obținute la tensiuni mai mari.

Momentul total de frânare al dispozitivului pentru funcționarea cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G în apă atât la 16 V cât și la 32 V depășește valoarea impusa în cerința de proiectare de 5.57 Nm cu până la 14% respectiv 40%. Contribuția momentului magneto-reologic acoperă până la 85% din momentul total de frânare chiar și la funcționarea cu SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G în apă.

Analiza datelor obținute recomandă utilizarea SMR 35% Fe+UTR Ms 1000 G în aplicația de control a turației rotorului generatorului de vârtej.

PARTEA II

Investigații ale câmpului hidrodinamic la mai multe regimuri de operare obținute prin control magneto-reologic

4. INVESTIGAREA EXPERIMENTALĂ A CURGERII ÎN CONFIGURAȚIE DREAPTĂ DIN GENERATORUL DE VÂRTEJ LA DIFERITE REGIMURI OBȚINUTE PRIN CONTROL MAGENTO-REOLOGIC

4.1. Standul experimental pentru investigarea hidrodinamicii curgerii decelerată cu vârtej

Pentru extinderea timpului de viață a turbinelor hidraulice este necesară o înțelegere profundă a fenomenelor care se dezvoltă în acestea. Totuși, centralele hidroelectrice, de cele mai multe ori, nu permit (datorită costurilor ridicate) instalarea unor sisteme de monitorizare foarte complicate. Din acest motiv, un studiu mai aprofundat asupra acestor mașini și a curgerii prin acestea poate fi realizat în laborator, prin intermediul unui model de turbină [10] sau a unui surogat [11, 156].

La Facultatea de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara, fenomenele hidrodinamice care se dezvoltă la operarea turbinei hidraulice Francis Flindt [10, 157] la debite parțiale sunt studiate cu ajutorul unui surogat de turbină [11, 158, 159]. Standul experimental pe care este montat acest surogat, numit și generator de vârtej este prezentat în Figura 4.1.



Figura 4.1. Standul experimental pentru studiul curgerii decelerată cu vârtej (stânga) detaliu secțiunii de test (dreapta)

Standul experimental este un circuit închis alcătuit din: (i) secțiunea de test dotată cu echipamente care permit analiza regimurilor hidrodinamice; (ii) pompă

Investigarea experimentală a curgerii în configurație dreaptă din generatorul de vârtej la diferite regimuri obținute prin control magento-reologic - 99

centrifugă care asigură un debit de la 0-40 l/s; (iii) rezervorul principal cu un volum de 4 m³; (iv) rezervorul secundar dotat cu o structura de tip fagure pentru uniformizarea curgerii la intrarea în secțiunea de test; (v) sistemul de conducte care reprezintă circuitul hidraulic al standului experimental.

Generatorul de vârtej este cel mai important element din standul experimental. Acesta este alcătuit din două elemente: (a) zona paletată și (b) secțiunea convergent-divergentă. Zona paletată este fixată prin intermediul a 4 bare profilate de susținere în interiorul secțiunii de test. Două paletaje, unul statoric (albastru) și unul rotoric (verde) au fost proiectate [159] și instalate cu rolul de a ghida curentul prin secțiunea de test, Figura 4.1. dreapta. Paletajul statoric este dotat cu 13 palete înclinate fixate de butuc. Curentul care intră axial în acesta este deviat imprimându-i o componentă tangențială. Fluxul tangențial de la intrare este redistribuit în aval de către paletajul rotoric (verde) dotat cu 10 palete. Rotorul decelerează curgere în vecinătatea butucului și o accelerează în vecinătatea periferiei. Redistribuția are loc datorită zonei paletate a rotorului care a fost proiectat să funcționeze ca turbină la butuc, respectiv pompă la periferie [11]. Rotorul generatorului de vârtej se rotește liber la 1020 rpm când este vehiculat un debit de 30l/s. Pentru obținerea unor noi regimuri de funcționare a fost proiectat în capitolul 2 un dispozitiv magneto-reologic.

Generatorul de vârtej este montat în secțiunea de test convergent-divergentă, Figura 4.1 dreapta. Această secțiune a fost realizată din plexiglas pentru a permite vizualizarea fenomenelor hidrodinamice (ex. vârtejul central). Partea divergentă (conica) a secțiunii de test a fost proiectată cu un diametru de intrare de 100 mm și cu o extensie de 200 mm [158]. Semi unghiul conului secțiunii de testare este de 8.5°. Două secțiunii de testare cu geometrii identice au fost utilizate, una dotată cu ferestre optice pentru măsurarea profilelor de viteză și una dotată cu prize de presiune pentru măsurarea presiunii nestaționare la perete.

4.2. Dispozitivul magneto-reologic de control a curgerii

Din proiectare, turația rotorului generatorului de vârtej este de 1020 rpm când este vehiculat un debit de 30 l/s. La acest punct de funcționare, curgerea este asemănătoare cu cea întâlnită în turbina hidraulică Francis Flindt la 70% din debitul optim de funcționare [91]. Pentru a lărgii plaja de regimuri a generatorului de curgere cu vârtej, o frână magneto-reologică a fost special concepută [12] și montată în interiorul butucului rotorului generatorului de vârtej.

Principiul de funcționare al dispozitivului de control a turației rotorului are la bază montarea unui fluid cu vâscozitate variabilă – numit și fluid magneto-reologic în interstițiul dintre două corpuri, unul fix și unul mobil. Corpul fix, reprezentat de corpul frânei și un miez feros sunt fixate cu ajutorul ogivei, iar corpul mobil este solidar rotorului, Figura 4.2. Între cele două corpuri, două interstiții de aproximativ 1 mm fiecare găzduiesc fluidul magneto-reologic. Prin intermediul unei bobine montate în carcasa frânei se generează un câmp magnetic cu intensitate variabilă care străbate perpendicular interstițiul care găzduiește fluidul magneto-reologic. Câmpul magnetic variabil provoacă o modificare variabilă a vâscozității fluidului magneto-reologic. Cu cât vâscozitatea fluidului magneto-reologic este mai mare, cu atât este frânat mai mult rotorul. O tensiune de cel mult 32V este aplicat bobinei, la un curent de cel mult 2A. În consecință, o putere de aproximativ 60 W este necesară pentru controlul turației rotorului până la 600 rpm de la turația de ambalare de 1020 rpm.

proiectat și testat în Capitolul 2 – 3. La montarea dispozitivului magnetoreologic, turația rotorului liber a scăzut cu 3% de la turația de 1020 rpm datorită frecării vâscoase introduse de acesta. Această contribuție este de același ordin de mărime cu cea determinată pe standul experimental pentru validarea în apă a metodologiei de proiectare în Capitolul 3.

Fiecare paletă rotorică are o grosime maximă de 5 mm în zona centrală, lucru care a permis instalarea unui magnet cilindric (D x H = Ø3 mm x 8 mm) de neodimfier-bor (NdFeB) la periferia fiecăreia. Cu ajutorul unui senzor magnetic MM12-60APS-ZCK fabricat de Sick montat pe secțiunea de test la nivelul rotorului este măsurată turația acestuia, Figura 4.2. Distanța de la care acesta poate înregistra turația este de 60 mm cu o frecvență maximă de 1 kHz.





Configurațiile de curgere decelerată cu vârtej sunt așadar controlate prin modificarea turației rotorului prin intermediul dispozitivului magneto-reologic proiectat și verificat în Capitolele 2 – 3.

Principala provocare în proiectarea acestui dispozitiv este legată de condițiile speciale de funcționare – operarea complet imersat în apă [12]. Din acest motiv, o serie de etanșări au fost special concepute, Figura 4.2. Cu toate acestea, fluidul magneto-reologic utilizat trebuie să aibă proprietăți de imiscibilitate bune [155]. Așadar, cu o soluție eficientă de etanșare și un fluid magneto-reologic atent proiectat în Capitolul 2, frâna magneto-reologică poate asigura un control rapid și eficient al turației rotorului generatorului de vârtej.

Pentru **controlul turației rotorului generatorului de vârtej**, conform concluziilor din capitolele 2 și 3, a fost ales pentru **utilizare** fluidul compozit bi-dispers **SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G** acesta fiind capabil să satisfacă conform testelor cerința de proiectare.

4.3. Regimurile de curgere – Alegerea regimurilor hidrodinamice

Mai multe regimuri de curgere sunt obținute prin controlul turației rotorului generatorului de vârtej. Fiecare paletă rotorică care trece prin fața senzorului magnetic Sick, generează un puls rectangular. O rotație completă a rotorului

Investigarea experimentală a curgerii în configurație dreaptă din generatorul de vârtej la diferite regimuri obținute prin control magento-reologic - 101

generează un tren de 10 pulsuri. Frecvența semnalului măsurat este citită prin intermediul unui osciloscop. Turația rotorului se determină cu relația: $n = \frac{f_{citit*10}}{1}$ (4.1)

unde *n* este turația în rotații pe minut [rpm], iar f_{citit} este frecvența [Hz] citită la osciloscop.

O vedere sinoptică asupra comportamentului generatorului de curgere cu vârtej este oferită de diagrama fluxului de moment tangențial adimensional în funcție de coeficientul de debit. Coeficientul de debit se definește conform IEC [160] ca fiind: $q = Q / \left(\pi \omega \, R_{ref}^2 \right)$ (4.2)

unde debitul volumic Q este de 30l/s, ω [rad/s] este viteza unghiulară a rotorului dată în Tabelul 4.1, iar raza de referință este $R_{ref} = 0.075 m$. Pentru exprimarea adimensională a fluxului de moment tangențial a fost utilizată formula:

$$m = M / (\pi \rho \omega^3 R_{ref}^5) \tag{4.3}$$

unde ρ =998.2 [kg/m^3] este densitatea fluidului de lucru, iar M [kg m2/s3] este fluxul momentului tangențial.



Figura 4.3. Regimurile de functionare ale generatorului de vârtej la turatie variabilă obtinute prin frânare magneto-reologică: fluxul momentului tangențial adimensional în funcție de coeficientul de debit

O serie de 7 regimuri de funcționare de la 990 rpm la 800 rpm au fost obținute. Incertitudinea pe măsurătorile experimentale ale turației este de 1.4% la 984 rpm și crește până la 2.5% la 780 rpm [38].

În capitolele 4, 5 și 6 a fost analizată curgerea în configurație dreaptă cu scopul de a identifica sursa componentei frecvenței de tip piston [161]. În capitolul 7 a fost analizată curgere în configurații cu cot simplificat al tubului de aspirație pentru a identifica influența geometriei cotului asupra frecvenței de tip piston asociată interacțiunii curgeri cu cotul.

Configurație geometrică	Turația rotorului [rpm]	Debit [l/s]
C1. Fără cot	990, 960, 920,	
	900, 870,840,	
	800	20
C2. Cot drept 90°	984, 964, 936,	50
C2. Cot ascuțit 74°	912, 900, 888,	
C3. Cot modificat 74°	780	

Tabelul 4.1 Condițiile de funcționare ale generatorului de vârtej

Aşa cum poate fi observat în Figura 4.3, fiecare turația obținută prin frânare magneto-reologică corespunde unei perechi (q, m), la fel ca și la operarea turbinei hidraulice Francis [13]. Cea mai mare cantitate a fluxului momentului tangențial, in forma adimensionala (m) este determinata la turația rotorului de 990 rpm. La acest regim rotorul operează liber, adică turația este determinata de frecările mecanice din lagăre și etanșări la care se adaugă cele vâscoase dintre pahar si fluidul magneto-reologic. Prin control magneto-reologic a turației rotorului de la 990 rpm la 800 rpm, fluxul de moment tangențial scade cu aproximativ 20%. Numărul Reynolds care caracterizează acest tip de curgeri este în jurul valorii de 3.8 x 10⁵ în cazul regimurilor investigate.

4.4. Echipamente de măsură

Pentru a atinge scopul cercetărilor din această lucrare o serie de echipamente de măsură au fost utilizate. Două clase majore de echipamente și tehnici vor fi prezentate în continuare: (1) un sistem pentru măsurarea pulsațiilor de presiune nestaționare la peretele secțiunii de test și (2) un echipament de măsură a profilelor de viteză cu laser (2D LDV). Câmpul mediat de viteză este descris de profilele mediate ale componentelor vitezei meridională și circumferențială măsurate cu echipamentul 2D LDV, respectiv câmpul nestaționar de presiune cu sistemul pentru măsurarea pulsațiilor de presiune nestaționare la peretele secțiunii de testare.

4.4.1. Echipamente de măsură a vitezei 2D Laser Doppler Velocimetry (LDV)

Înțelegerea fizicii curgerii decelerate cu rotație în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice a făcut progrese semnificative odată cu utilizare de echipamente ne invazive pentru măsurarea profilelor de viteză sau a altor detalii privind curgerea (ex. 2D Laser Doppler Velocity, 2D Laser Doppler Anemometry și 3D Particle Image Velocity – 2D LDA, 2D LDV și 3D PIV). Aceste tehnici surprind cu acuratețe detalii care țin de modul în care evoluează curgerea. Profesorul F. Avellan a utilizat metoda 2D LDV pentru studiul curgerii în tubul de aspirație al turbinei hidraulice Francis Flindt [10]. Pentru investigarea aceleiași mașini, Iliescu et al. [32] a utilizat comparativ tehnica 2D LDV și 3D PIV. La Facultatea de Mecanică de la Universitatea Politehnica Timișoara, tehnica 2D LDV a fost utilizată pentru prima oară pentru investigarea curgerii decelerate cu rotație din generatorul de vârtej de către Bosioc et al. [37].

Aceste metode sunt utilizate în general pentru validarea unor rezultate obținute prin metode numerice [33, 37, 47, 90]. Elementele componente ale sistemului de măsură 2D LDV produs de Dantec Dynamics sunt prezentate în Figura Figura 4.4. Sistemul de măsură permite achiziționare componentelor de viteză meridiană și tangențială prin măsurarea vitezei unor microparticule (10 μ m) aflate în curgere. Acest sistem este alcătuit din trei subsisteme: (i) sistemul de generare a razei laser și de măsurare a vitezei; (ii) sistemul de reglare al traverselor; (iii) sistemul software de control și achiziție.

Sistemul de generare a razei laser și măsurare a vitezei are rolul de a genera o undă laser (alimentată de la un rezervor cu argon) care este divizată în două. Fiecare dintre cele două raze este ulterior divizată în două componente. La ieșirea din sonda de măsură, cele două raze de culoare verde sunt responsabile cu măsurarea componentei meridionale a vitezei cu o distanță între ele de 39.298 mm. Celelalte Investigarea experimentală a curgerii în configurație dreaptă din generatorul de vârtej la diferite regimuri obținute prin control magento-reologic - 103

două raze de culoare albastru au rol de a măsura componenta tangențială a vitezei și au o distantă între ele de 39.198 mm. Distanța focală a lungimii lentilei utilizate pentru sonda de măsură este de 159.6 mm și trebuie considerată în pachetul software BSA Flow Software. Mai multe detalii privind sistemul optic de măsură sunt prezentate de Dr. A Bosioc în [162]. Eroarea datelor experimentale măsurate cu sistemul optic 2D LDV este în limita a 1% din viteza măsurată.



Figura 4.4 Generatorul undei laser 2 LDV (stânga sus), sonda de măsură (dreapta sus), sursa de alimentare a traverselor (stânga jos) și sursa de alimentare a sistemului optic (dreapta jos)



Figura 4.5. Schema de funcționare a unui sistem optic de măsură LDV ne invaziv produs de DantecDynamics [163]

Sonda de măsură este deplasată cu o precizie de 0.01 mm pentru măsurarea profilelor de viteză prin intermediul unui sistem 3D cartezian de traverse (x, y, z). Sonda de măsură montată la nivelul ferestrei optice a secțiunii de test este prezentată în Figura 4.6b. Sonda este poziționată perpendicular pe fiecare fereastră optică (fereastră optică a cărei axe este poziționată perpendicular pe secțiune în acel punct – punct de inflexiune 0).

Figura 4.6c prezintă vederea în detaliu asupra secțiunii de test si poziționării axelor ferestrelor optice de măsură W0, W1 și W2. Axele celor 3 ferestre optice permit măsurarea profilelor mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei. Fereastra optică W0 este montată în secțiunea convergentă a secțiunii și permite analiza curgerii la imediata ieșire din paletajul rotoric. Ferestrele W1 respectiv W2 sunt montate în secțiunea divergentă, în zona în care curgerea cu rotație este decelerată și influențată de gradientul advers de presiune (se dezvoltă vârtejul central). În secțiunea de trecere de la partea convergentă la cea divergentă, secțiunea de test are un diametru de 100 mm. Această zonă de strangulare se regăsește la o distanță de 87 mm față de intrarea în secțiunea de test.



Figura 4.6. Sonda de măsură LDV montată la nivelul secțiunii de test a generatorului de vârtej (a) detaliu privind ferestrele optice de măsură și axele acestora (W0, W1 și W2) (b și c)

Coordonatele capetelor axelor de măsură sunt prezentate în Tabelul 4.2 având planul de referință centru zonei strangulate a secțiunii de test.

Fereastra W0					
z ₁ [mm]	-34.92	z ₂ [mm]	-48.23		
r ₁ [mm]	60.23	r ₂ [mm]	31.69		
Fereastra W1					
z ₁ [mm]	33.23	z ₂ [mm]	49.68		
r ₁ [mm]	-53.26	r ₂ [mm]	56.74		
Fereastra W2					
z ₁ [mm]	118.09	z ₂ [mm]	137.88		
r ₁ [mm]	65.97	r ₂ [mm]	-65.95		

Tabel 4.2 Coordonatele capetelor	axelor ferestrelor	optice ale	e secțiunii de test
	Foroastra	WO	

Investigarea experimentală a curgerii în configurație dreaptă din generatorul de vârtej la diferite regimuri obținute prin control magento-reologic - 105

4.4.2. Echipamente de măsură a pulsațiilor de presiune

O altă modalitate utilizată frecvent în cuantificarea efectelor fenomenelor hidrodinamice din turbinele hidraulice este măsurarea pulsațiilor de presiune [12, 89-91, 164, 165]. Acest lucru presupune instalarea unor prize de presiune de-a lungul traseului hidraulic și investigarea datelor utilizând diverse tehnici [38, 89, 166]. Această tehnică de măsură a fost utilizată și la Facultatea de Mecanică pentru investigarea efectelor fenomenelor hidrodinamice din generatorul de vârtej [13, 38, 84, 89, 90, 167, 168].

La nivelul secțiunii de testare a generatorului de vârtej au fost instalate 9 traductoare capacitive de măsurare a presiunii nestaționare, Figura 4.7. 8 dintre traductoare au fost instalate pe 4 niveluri de măsură (MG0, MG1, MG2 și MG3) de-a lungul zonei conice a secțiunii. Nivelurile de măsură sunt poziționate succesiv, pornind din gâtul secțiunii de testare. Câte două traductoare au fost montate diametral opus pe câte un nivel de măsură. Între două niveluri succesive este o distanță de 50 mm, iar poziționarea traductoarelor este decalată cu un unghi de 90° de la un nivel la celălalt. Cel de-al 9-lea traductor este plasat cu 400 mm în amonte de nivelul de măsură MG0, în amonte de generatorul de vârtej, a se vedea Figura 4.7.

Schema de instalare a traductorilor de presiune cu 2 senzori pe nivel permite discriminarea componentelor (sincron-piston și asincron-rotativ) din semnalul înregistrat la peretele secțiunii de testare [166]. Traductorul de presiune montat în amonte este utilizat pentru identificarea componentelor care se propagă de-a lungul traseului hidraulic (ex. componenta de tip piston cauzată de interacțiunea curgerii din secțiunea de testare cu cotul sau alte componente de tip piston).



Figura 4.7. Schiță a generatorului de vârtej cu montajul traductorilor de monitorizare a presiunii nestaționare

4.5. Metodologia experimentală pentru analiza câmpului hidrodinamic

4.5.1. Metodologia experimentală pentru măsurarea vitezei în secțiunea de testare, aval de rotorul frânat magnetoreologic

Investigațiile experimentale ale câmpului vitezei le-am realizat în secțiunea de testare a generatorului de vârtej (Figura 4.1 dreapta) de-a lungul axelor de măsură corespunzătoare ferestrelor optice W0, W1 și W2 (Figura 4.6). Măsurarea componentelor meridională si circumferențială ale vitezei de-a lungul celor 3 axe de măsură am realizat-o echipamentul cu 2D LDV.

În curgere am introdus particule de sticla cu densitate apropiată de cea a apei pentru a măsura componentele vitezei cu echipamentul 2D LDV Acest particule sunt de ordinul 1-10 μm iar datorită materialului din care sunt realizate ele reflectă raza emisă de fasciculul laser făcând posibilă măsurarea vitezei.

Pentru măsurarea particulei de fluid se folosește următoarea formulă:

$$V_{particul\check{a}} = c \cdot \left[1 - \left(\frac{\lambda_i}{\lambda_0} \right) \right]$$
(4.4)

unde c, este constanta de măsurare, λ_i lungimea de undă generată de laser, λ_0 , lungimea de undă reflectată de particulă. Pentru fiecare punct experimental măsurat, viteza este dată de relația:

$$\bar{u} = \sum_{i=0}^{n-1} \frac{1}{n} \cdot u_i \tag{4.5}$$

unde \bar{u} reprezintă valoarea medie a vitezei calculate, N numărul de particule a căror viteză a fost măsurată, iar u_i viteza unei particule măsurată la un moment dat de timp. Conform acestui mod de procesare, fiecare valoare a lui \bar{u} reprezintă un punct măsurat experimental, mediat în timp.

Pentru calculul vitezei medii \bar{u} în fiecare punct de măsură, a fost setat un timp de achiziție si număr de valori măsurate prezentate pentru fiecare fereastră individual mai jos. Cu alte cuvinte, valoarea medie a vitezei se obține fie în momentul în care viteza unui număr finit de particule este măsurată, fie la finalizarea timpului impus. Pentru fiecare valoare u_i sistemul de achiziție înregistrează viteza particulei și timpii la care a străbătut volumul de probă.

Fereastra de măsură W0 este plasată în zona convergentă a secțiunii de test și permite măsurarea componentelor meridională și circumferențială mediate ale vitezei pe o lungime de aproximativ 30 mm. În această zonă curentul este accelerat și forțat să nu provoace desprinderi datorită scăderii progresive a ariei asociată secțiunii de trecere de la diametrul de 150 mm în zona rotorului la diametrul de 100 mm în zona din gât. Datorită acestor prezumpții, pe fereastra W0 pentru fiecare punct experimental măsurat a fost setat un timp de achiziție 30 de secunde si numărul particulelor de 2000. Au fost măsurate 30 de puncte experimentale de-a lungul acestei axe.

Ferestrele de măsură W1 și W2 se află în zona divergentă a secțiunii de testare. În această zonă, diametrul secțiunii crește progresiv de la 100 mm (la intrare în con) la 160 mm (la ieșire din con) sub un semi-unghi de con de 8.5°, asemănător cotului tubului de aspirație din turbinele hidraulice Francis [10, 169]. Timpul de achiziție setat pentru măsurătorile profilelor mediate de viteza pe ferestrele optice W1 și W2 a fost de 30 de secunde sau 5000 de particule, pentru un număr de 110 puncte experimentale.

Investigarea experimentală a curgerii în configurație dreaptă din generatorul de vârtej la diferite regimuri obținute prin control magento-reologic - 107

4.5.2. Metodologie experimentală pentru măsurarea pulsațiilor de presiune la peretele secțiunii de test

Pentru o bună reproductibilitate a experimentului s-a urmărit o metodologie bine definită. Aceasta constă în respectarea unor etape de montaj și verificare a echipamentelor de măsură.

Pentru pregătirea unei campanii de măsurători, în ordinea prezentată mai jos, au fost realizate următoarele etape:

- i. Alimentarea cu fluid magneto-reologic a dispozitivului de frânare;
- ii. Montajul dispozitivului de frânare pe standul experimental și verificare la scurt-circuit a bobinei;
- iii. Montajul secțiunii de test, alimentarea cu apă și verificarea etanșeității standului;
- iv. Aerisirea sistemului hidraulic de conducte prin intermediul unei valve situate în cel mai de sus punct al acestuia;
- v. Reglarea presiunii în regim static în instalația standului experimental la 0.3 Bar presiune citită la manometrul de pe rezervorul principal;
- vi. Verificarea presiunii înregistrate în regim static de către fiecare traductor și aducerea acesteia la același regim de referință pentru fiecare punct analizat;
- vii. Realizarea măsurătorii propriu zise;
- viii. Verificarea menținerii presiunii în instalația de test;

Rezultatele măsurătorilor experimentale pentru regimurile definite în Tabelul 4.1 reprezintă datele primare obținute prin intermediul echipamentului prezentat în secțiunea 4.4.2. Semnalul de presiune nestaționară măsurat la peretele secțiunii de test este achiziționat cu o rată de 256 eșantioane pe secundă timp de 32 de secunde. Numărul de eșantioane achiziționat in cadrul unei campanii este n2=8192 permite aplicarea transformatei rapide Fourier. Figura 4.8. prezintă semnalul de presiune nestaționar achiziționat de cei 2 traductori timp de 1 secundă pe nivelul de măsură MG0.



Figura 4.8. Exemplu de semnal de presiune nestaționar măsurat la peretele secțiunii de test pe nivelul de măsură MG0

Pornind de la semnalul de bază prezentat Figura 4.8 se aplica descompunerea acestuia în componentă de tip rotativ și componentă de tip piston. Pentru descompunere au fost utilizate relațiile de calcul din Ec. (4.6) și (4.7).

$$RC(t) = 1/2(S1(t) - S2(t))$$
(4.6)

$$PC(t) = 1/2(S1(t) + S2(t))$$
(4.7)

Unde: RC este componenta de tip rotativ, PC este componenta de tip piston, iar S1(t) și S2(t) sunt cele două semnale măsurate în funcție de timp.



componentă de tip piston (🔵)

Având componentele semnalului de tip piston PC(t) și a semnalului de tip rotativ RC(t) Figura 4.9, următoarea etapă în analiza datelor experimentale a fost calculul transformatei Fourier. Aceasta prelucrare a datelor are ca scop determinarea frecvențelor dominante și a amplitudinilor asociate. Transformata Fourier pentru un semnal continuu este dată de relația:

$$s(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[a_m \cos\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) + b_m \sin\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) \right]$$
(4.8)

Unde s(t) este semnalul variabil în timp, T este perioada, m este indicele modulului, t este timpul, iar a_m , b_m sunt coeficienții transformatei Fourier. Coeficienții se definesc ca fiind:

$$a_m = \frac{2}{T} + \int_{t_0^{-T}}^{t_0^{+T}} s(t) \cos\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$$
(4.9)

$$b_m = \frac{2}{T} + \int_{t_0}^{t_0 + 1} s(t) \sin\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$$
(4.10)

Această rutină este implementată în pachetul Software QtGrace care a fost utilizat pentru calculul transformatei Fourier.





Figura 4.10. Spectrul de Putere Fourier obținut din QtGrace pentru semnalul de presiune nestaționar măsurat la peretele secțiunii de testare pe nivelul MG0

Prin intermediul acestei metodologii s-au identificat frecvențele dominante asociate instabilităților hidrodinamice investigate, Figura 4.10. Cele două tipuri de frecvențe (tip rotativ și tip piston) pot fi identificate astfel cu ușurință. Această metodologie a fost aplicată pe toate datele măsurate de traductorii de presiune montați la peretele secțiunii de testare pe același nivel (MG0, MG1, MG2 și MG3). Pe nivelul din amonte de generatorul de vârtej (AM), a fost aplicată direct transformata Fourier.
4.6. Rezultate experimentale obținute în configurație dreaptă

4.6.1. Adimensionalizare profilelor de viteză

Toate profilele de viteză determinate experimental la debitul de 30 l/s pentru gama de turații obținute prin control magneto-reologic au fost adimensionalizate. Așadar, atât scara de lungime a axei ferestrelor optice dar și cea a vitezelor măsurate au fost adimensionalizate.

Adimensionalizarea axei de măsură (I=x/Rref[-]) s-a obținut prin raportarea lungimii axei de măsura L la raza de referința a secțiunii convergent-divergente ($R_{gat}=0.05 \text{ m}$).

Adimensionalizarea vitezelor (v [-]) s-a obținut prin raportarea valorilor măsurate la viteza de referința Vref considerata in gatul secțiunii de testare.

$$v = \frac{V}{V_{ref}} \tag{4.11}$$

Viteza de referința Vref s-a determinat cu relația (4.12):

$$V_{ref} = \frac{\hat{Q}_{funct}}{\pi \cdot R_{gåt}^2}$$
(4.12)

unde $Q_{funct} = 30 \text{ I/s}$.

Ambele componente ale vitezei determinate experimental au fost adimensionalizate conform procedurii descrise mai sus. Punctele experimentale au fost apoi reprezentate grafic. Alături de punctele experimentale a fost prezentată cu linii verticale variația medie pătratică adimensională a vitezei măsurate. Această mărime cuantifică fluctuația vitezei măsurate în fiecare punct în care viteza a fost măsurată experimental și este dată de Ec. (4.13):

$$u_{RMS} = \frac{\sqrt{\sum_{i=0}^{N-1} \frac{1}{N} (u_i - \bar{u})^2}}{Vref}$$
(4.12)

4.6.2. Profilele mediate ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0

Rezultatele experimentale obținute prin frânarea rotorului generatorului de vârtej cu frâna magneto-reologică sunt prezentate în continuare pe fereastra optică de măsură W0, sub forma profilelor mediate ale vitezei meridională și circumferențială.

Rotorul a fost frânat până la 600 rpm de la turație de ambalare de 990 rpm. În timpul măsurătorilor experimentale a fost menținut un debit de 30l/s, iar singurul parametru variabil a fost turația rotorului controlata prin frâna magneto-reologica. În acest context, viteza debitantă (componenta meridională) se așteaptă a-și păstra distribuția pe fereastra W0. Se reamintește că axa ferestrei optice W0 este situată în imediata proximitate ieșirii curgerii din rotor în zona convergentă a secțiunii de testare. În cazul vitezei circumferențială (tangențială), distribuția vitezei de-a lungul ferestrei W0 va scădea odată cu scăderea turației rotorului. Acest aspect conduce la modificarea regimului de curgere conform diagramei de exploatare a generatorului de vârtej, Figura 4.3.



Figura 4.11. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0 la turația de 990 rpm a rotorului controlat magneto-



Figura 4.12. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0 la turația de 960 rpm a rotorului controlat magneto-



Figura 4.13. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0 la turația de 920 rpm a rotorului controlat magnetoreologic



Figura 4.14. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0 la turația de 870 rpm a rotorului controlat magnetoreologic



Figura 4.15. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0 la turația de 800 rpm a rotorului controlat magneto-



Figura 4.16. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0 la turația de 600 rpm a rotorului controlat magnetoreologic



Figura 4.17. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W0 la turația de 990 rpm (gri) vs. 600 rpm (negru) a rotorului controlat magneto-reologic

Prin intermediul dispozitivului magneto-reologic de control proiectat în capitolul 2 s-au obținut o serie de regimuri hidrodinamice care au fost evaluate experimental utilizând sistemul optic de măsură 2D LDV. Pe axa de măsură a ferestrei optice W0, rezultatele sunt prezentate adimensional pentru 6 turații de la 990 rpm la 600 rpm după cum urmează: 990 rpm în Figura 4.11, 960 rpm în Figura 4.12, 920 rpm în Figura 4.13, 870 rpm în Figura 4.14, 800 rpm în Figura 4.15, respectiv 600 rpm în Figura 4.16. Pe grafice, cu negru sunt prezentate punctele experimentale asociate componentei meridionale a vitezei, iar cu roșu cele asociate componentei circumferențiale.

Viteza meridionala păstrează aproximativ aceeași distribuție datorită conservării debitului de 30 l/s. În zona centrală a profilului, în zona de tranziție de la comportamentul de pompă – turbină (periferie – butuc), banda de variație pătratului vitezei u_{rms} este mai mare decât spre cele două extremități, datorită treceri de la rețea de pompă la turbină [162]. Cu toate că debitul a fost păstrat constant pe perioada investigațiilor, odată cu frânarea magneto-reologică a rotorului la 600 rpm, viteza meridională își modifică ușor distribuția, iar trecerea de la zona de turbină – pompă se realizează mai lin comparativ cu celelalte regimuri analizate.

Viteza medie circumferențială (tangențială) este o mărime legată de fluxul de moment tangențial la ieșirea din rotor (ec. 4.3). Așadar, cu cât valoarea acesteia este mai mică cu atât este mai mic fluxului de moment tangențial (circumferențial), Figura 4.3. Prin urmare, viteza medie tangențială este mărimea care influențează cel mai mult regimul de curgere al generatorului de vârtej. Regimul de 990 rpm, este regimul cu cele mai mari pulsații de presiune asociate conform 4.6.5. Așa cum poate fi observat pe profilele de viteză prezentate mai sus, la acest regim viteza circumferențială are valori de la 1 – în zona de turbină la 0.75 [-] în zona de pompă. Odată cu frânare magneto-reologică a rotorului la 600 rpm, componenta circumferențială a vitezei se aplatizează cu valori maxime locale de cel mult 0.4.

Așadar, frânare magneto-reologică a rotorului generatorului de vârtej de la 990 rpm la 600 rpm conduce la diminuarea componentei circumferențiale a vitezei mediate cu 85-90%, Figura 4.17. Frânare magneto-reologică a rotorului generatorului de vârtej de la 990 rpm la 600 rpm nu are impact semnificativ asupra componentei meridionale, a se vedea Figura 4.17. Cu toate că în etapa de proiectare s-a considerat frânarea rotorului până la turația de 300 rpm, în etapa de încercare pe standul

experimental, rotorul a fost frânat doar până la turația de 600 rpm. În timpul campaniei de măsurători a fost utilizat fluidul ales în Capitolul 2 (SMR 35% Fe + UTR MS 1000 G) care a reușit să atingă performanțele scontate (300 rpm), însă nu pentru mai mult de 10 minute (insuficient pentru realizarea unei măsurători).

4.6.3. Profile mediate ale vitezei măsurate pe fereastra W1

Pentru realizarea măsurătorilor experimentale pe fereastra W1, timpul mediu de măsură pentru o lungime completă de axă este de aproximativ 60 minute. Sunt măsurate 110 puncte experimentale (aproximativ 5000 de sample-uri pentru un punct experimental sau 30 de secunde). Au fost măsurate profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei la 4 turații: 990, 960, 920 și 870 rpm. Rezultatele sunt prezentate pentru regimul de 990 rpm în Figura 4.18, 960 rpm în Figura 4.19, 920 rpm în Figura 4.20, respectiv 870 rpm în Figura 4.21.

În timpul măsurătorilor realizate pe axa de măsură W1, dispozitivul magnetoreologic de control nu a fost suficient de stabil cât să mențină timp de 60 de minute o turație constantă mai mică decât 870 rpm. În consecință nu au fost analizate regimuri la turații sub 870 rpm.



Figura 4.18. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W1 la turația de 990 rpm a rotorului controlat magnetoreologic



Figura 4.19. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W1 la turația de 960 rpm a rotorului controlat magnetoreologic



Figura 4.20. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W1 la turația de 920 rpm a rotorului controlat magnetoreologic



Figura 4.21. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W1 la turația de 870 rpm a rotorului controlat magneto-reologic





Figura 4.22. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W1 la turația de 990 rpm (gri) vs. 870 rpm (negru) a rotorului controlat magneto-reologic

Se reamintește faptul că axa de măsură a ferestrei optice W1 se află în prima jumătate a zonei divergente a secțiunii de testare. Dataorită evazării conului, curgerea cu rotație împinge fluidul spre perete, favorizând apariția unei zone de deficit de viteze meridionale în centru. Zona de deficit a vitezei meridionale este evidențiată pe 1/5 din lungime l a axei de măsură la turatia de 990 rpm în Figura 4.11. Distributia vitezei circumferențiale la aceeși turație evidențiază în zona centrală un comportamen de tip solid-rigid.

Distribuția vitezei meridionale de tip dâră scade de la 1/5 la 1/10 din lungimea la axei de măsură a ferestrei optice W1 prin controlul turației rotorului de la 990 rpm la 870 rpm, Figura 4.22.

În cazul vitezei circumferențiale pe acestă fereastră, distribuția suferă modificări majore odată cu frânarea magneto-reologică a rotorului de la turatia de 990 rpm la 870 rpm, Figura 4.22.. Componenta mediată a vitezei circumferențiale măsurate pe W1 scade odată cu controlul magneto-reologic al turației rotorului. Dacă la 990 rpm, maximul componentei circumferențială v \approx 1.1, odată cu frânarea magneto-reologică la 870 rpm, pe W1 maximul este cu aproximativ 30% mai mic, iar distribuția acestei componente se aplatizează.

Drept urmare, controlul magneto-reologic a turaței rotorului generatorului de vârtej scade rotația curgerii cu până la 30% în zona de periferie a axei de măsură W1 analizată. Această diminuare a componentei circumferențială favorizează micșorarea zonei de deficit de viteză meridională, îmbunătățind comportamentul curgerii.

4.6.4. Profile mediate ale vitezei măsurate pe fereastra W2

Pe fereastra optică de măsură W2, au fost măsurate experimental 140 de puncte (aproximativ 5000 de sample-uri pentru un punct experimental sau 30 de secunde) pentru a trasa distribuția componentelor meridională și circumferențială ale vitezei. Rezultatele sunt prezentate pentru regimul de 990 rpm în Figura 4.23, 960 rpm în Figura 4.24 respectiv 920 rpm în Figura 4.25. Timpul pentru efectuarea unei măsurători (un regim de funcționare) pe această fereastră optică a fost de aproximativ 90 de minute. Datorită timpului îndelungat de operare pentru efectuarea unui set de

măsurători, dispozitivul proiectat nu a reușit să mențină regimuri de operare la turații mai mici de 920 rpm. Acest aspect se datorează efectelor de spălare a fluidului magneto-reologic din dispozitiv la operarea în apă evidențiate și discutate în capitolul 3 și în testele realizate în cadrul colectivului [13].



Figura 4.23. Profilele mediate ale vitezei meridionale și circumferențiale determinate experimental pe fereastra W2 la turația de 990 rpm a rotorului controlat magneto-reologic



Figura 4.24. Profilele mediate ale vitezei meridionale și circumferențiale determinate experimental pe fereastra W2 la turația de 960 rpm a rotorului controlat magneto-reologic





Figura 4.25. Profilele mediate ale vitezei meridionale și circumferențiale determinate experimental pe fereastra W2 la turația de 920 rpm a rotorului controlat magneto-reologic



Figura 4.26. Profilele mediate ale componentelor meridionala și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W2 la turația de 990 rpm (gri) vs. 920 rpm (negru) a rotorului controlat magneto-reologic

Zona centrală de deficit corespunzătoare profilului de tip dâră identificată pe W1 în profilul componentei meridionale a vitezei devine zonă de quasi-stagnare pentru fereastra de măsură W2 la același regim (990 rpm), Figura 4.23. Zona de quasi-stagnare este caracterizată de un palier cu viteză meridională v care variază în jurul valorii de 0. Datorită hidrodinamicii curgerii și gradientului advers de presiune, această zonă se extinde pe o lungime de aproximativ ½ din lungimea l a axei de. Spre periferia acestei zone, sunt identificate variații mari ale vitezei debitante de valorile urms. Viteza circumferențială adimensională maximă v \approx 0.8 cu o distribuție de tip palier la periferie, indică o curgere cu rotație puternică pe fereastra W2 la 990 rpm. Se reamintește că la 990 rpm, curgerea din secțiunea de testare a generatorul de vârtej este similară cu cea din turbina hidraulică Francis Flindt la 70% din debitul optim [13]. La acest regim, vârtejul central format are un caracter puternic nestaționar generând cele mai mari pulsații de presiune comparativ cu regimurile la turații mai mici de 990 rpm conform datelor prezentate în subcapitolul următor.

Distribuția componentei meridională a vitezei mediată este influențată de frânarea magneto-reologică a rotorului de la 990 rpm la turația de 920 rpm, a se

vedea Figura 4.26. Distribuția zonei de quasi-stagnare centrală identificată la 990 rpm se micșorează, iar în zona centrală se identifică o porțiune cu viteze negative (zonă de recirculare). Componenta circumferențială a vitezei scade cu aproximativ 24% pe aproape toată lungimea l a axei de măsură la controlul turației rotorului de la 990 rpm la 920 rpm.

Scăderea fluxului momentului tangențial prin control magnetoreologic a turației rotorului conduce la îmbunătățirea curgerii din conul tubului de aspirație a turbinelor hidraulice. Profilele mediate ale componentelor meridională și tangențială a vitezei evidențiază o scădere a zonei de deficit central de viteză meridională și o scădere cu până la 85-90% a rotației curgerii pe axa de măsură a ferestrei W0. Drept urmare, dispozitivul magneto-reologic proiectat în capitolul 2 îmbunătățește comportamentul curgerii din generatorul de vârtej.

4.6.5. Pulsații de presiune nestaționare în configurație dreaptă

Presiunea nestaționară la peretele conului generatorului de vârtej la regimuri de la 990 rpm la 800 rpm obținute prin control magneto-reologic a fost analizată experimental în continuare. Scopul analizelor realizate este de a cuantifica influența controlului magneto-reologic asupra comportamentului nestaționar al curgerii. Am analizat pulsațiile de presiune pe 4 niveluri de măsură în con MG0, MG1, MG2 și MG3 dar și amonte de generatorul de vârtej la o distanță de 400 mm de nivelul MG0, pe nivelul AM, Figura 4.7. În cazul acestor investigații, timpul de achiziție de doar 32 secunde pentru un regim de funcționare a permis analiza completă a regimurilor obținute de la 990 la 800 rpm.

Spectrele de Putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de test sunt prezentate pentru configurația dreaptă (fără cot). Datele sunt prezentate pentru nivelul de măsură MG0 în Figura 4.27, nivelul MG1 în Figura 4.28, nivelul MG2 în Figura 4.29, nivelul MG3 în Figura 4.30, respectiv AM în Figura 4.31.

Figura 4.27. prezintă Spectrele de Putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară măsurate la peretele secțiunii de test pe nivelul MGO la turație variabilă a rotorului generatorului de vârtej. Semnalul măsurat a fost descompus conform metodologiei prezentate în Subcapitolul 4.5.2 pentru obținerea frecvențelor dominante ale componentei de tip rotativ (marcată cu roșu) și de tip piston (marcată cu albastru).



Figura 4.27. Spectrele de Putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de testare din măsurile experimentale la diferite turații în configurație dreaptă pentru nivelul de măsură MG0

Conform metodologiei de lucru, au fost obținute componenta de tip rotativ și piston din curgere. Discriminarea celor două componente servește la identificarea tipului de pulsație din curgerea cu rotație în conul tubului de aspirație al generatorului de vârtej. În curgerea din difuzorul conic al generatorului de vârtej se disting 2 frecvențe predominante. Datorită mișcării de precesie a curgerii, se distinge o frecvența de tip rotativ la 16.93 Hz cu o amplitudine maximă de 1.28 kPa, la turația de 990 rpm. Acest tip de spectru cu o frecventa rotativa dominanta este specific regimurilor de operare cu debite parțiale, cu vârtej funie dezvoltat în turbinele hidraulice Francis și/sau prototipuri ale acestora [18, 80, 91, 166, 170]. O armonică a acestei frecvențe se regăsește la aproximativ 32 Hz cu o amplitudine maximă de 0.4 kPa. Amplitudinea acestei componente reprezintă o parte din energia amplitudinii asociate frecvenței fundamentale de 16 Hz.

Cu frânare magneto-reologică a rotorului la 800 rpm, fluxul momentului tangențial scade conform Figura 4.3. Această diminuare conduce la scăderea frecvenței de rotație a vârtejului central până la 10 Hz. Nestaționaritatea curgerii dată de amplitudinea pulsațiilor de presiune la acest nivel de frânare este neglijabilă.

Marcată cu albastru pe Spectrele de Putere Fourier se regăsește componenta piston Figura 4.27. Spre deosebire de componenta rotativă care este captivă în secțiunea de testare, componenta de tip piston acționează de-a lungul întregului traseu hidraulic [171]. Frecvența acestei componente se regăsește la 2.8 Hz, cu o amplitudine maximă de 0.08 kPa la turația de 990 rpm. Această componentă scade până la 1.7 Hz cu o amplitudine maximă de aproximativ 0.1 kPa odată cu frânarea rotorului la 870 rpm.

Aceleași frecvențe predominante se regăsesc și în Spectrele de Putere Fourier măsurate la aceleași regimuri de funcționare pe nivelul MG1, Figura 4.28. Frecvența predominantă a componentei rotative are o amplitudine maximă de aproximativ 1.6 kPa la 990 rpm cu aproximativ 25% mai mare decât pe nivelul MG0. Această pulsație indică faptul că vârtejul central este mai aproape de peretele secțiunii de testare pe nivelul MG1. Această componentă este nesemnificativă la 800 rpm, deoarece vârtejul central nu mai interacționează cu peretele secțiunii de testare. Cea de-a doua armonică a componentei rotative se regăsește pe nivelul MG1 doar până la 900 rpm La turații mai mici de 900 rpm, amplitudinea frecvenței de rotație asociată mișcării de precesie a vârtejului central este colectată doar de frecvența fundamentală. Aproximativ aceeași variație a componentei piston este regăsită și pe nivelul MG1 raportat la nivelul MG0. Această componentă se propagă similar pe toate nivelurile de măsură din con.



Figura 4.28. Spectrele de Putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de test din măsuri experimentale la turație variabilă în configurație dreaptă pentru nivelul de măsură MG1

Spectrele de Putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de test pe **nivelul MG2** sunt prezentate Figura 4.29. Raportat la nivelul de măsură MG1, pe nivelul de măsură MG2, componenta rotativă are aceleași frecvențe însă scade în amplitudine cu aproximativ 45%. Această scădere semnalează o scădere în intensitate a fenomenului pe acest nivel la turația de 990 rpm. Cu toate acestea la 870 rpm, amplitudinea frecvenței de rotație pe nivelul MG2 este mai mare cu 37% și 77% decât pe nivelul MG1 respectiv MG0. Acest lucru sugerează faptul că instabilitatea se deplasează în jos, de-a lungul conului secțiunii cu frânarea rotorului de la turația de 990 rpm la 780 rpm. Această apreciere este validată de date cantitative în capitolul 6. Din punct de vedere al variației componentei piston se poate observa că pe nivelul MG2, amplitudinea acesteia componente crește odată cu frânarea rotorului de la turația de 990 rpm la 870 rpm cu aproximativ 50%.



Figura 4.29. Spectrele de Putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de test din măsuri experimentale la turație variabilă în configurație dreaptă pentru nivelul de măsură MG2

Ultimul nivel de măsură plasat în zona conică a secțiunii de testare este **nivelul MG3**. Acest nivel este situat la o distanță de 150 de mm față de nivelul MG0 din gâtul secțiunii de testare. Rezultatele obținute pe acesta sunt prezentate în Figura 4.30.



Figura 4.30. Spectrele de Putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de test din măsuri experimentale la turație variabilă în configurație dreaptă pentru nivelul de măsură MG3

Distribuția amplitudinilor asociate frecvențelor dominante pe nivelul MG3 situat in ultima parte a conului este modificată față de celelalte niveluri de măsură (MG0, MG1 si MG2). Spre exemplul, pe nivelul de măsură MG1, amplitudinile maxime ale frecvenței componentei rotative sunt monoton descrescătoare odată cu scăderea turației rotorului de la 990 rpm la 870 rpm, iar pe nivelul MG3 acestea cresc de la 990 rpm până la 870 rpm și scad odată cu frânare rotorului de la turația de 834 rpm respectiv 800 rpm. Distribuția amplitudinilor asociate frecvenței de tip rotativ care creștere cu scăderea turației de la 990 rpm la 870 rpm la 870 rpm conduce la concluzia că instabilitatea (ex. vârtejul central) se deplasează de-a lungul secțiunii de testare odată cu frânarea rotorului. Și pe acest nivel de măsură s-a regăsit componenta de tip piston de frecvență joasă (\approx 1.5 – 2.8 Hz).

Ultimul nivel de măsură analizat este **nivelul AM**, Figura 4.31. Pe acest nivel este instalat un singur senzor, plasat amonte de generatorul de vârtej, Figura 4.7. Acest senzor a servit pentru înregistrarea fluctuațiilor de presiune care sunt transportate in aval din rezervorul instalat in amonte de secțiunea de testare si fluctuațiilor de presiune care sunt generate in secțiunea de testare si se propagă în amonte de generatorul de vârtej (ex. pulsații de tip piston). La nivelul acestui nivel de măsură, curgerea este axială. Drept urmare, contribuțiile identificate în Spectrele de Putere Fourier pe nivelul AM sunt asociate componentei de tip piston.





Figura 4.31. Spectrele de putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de testare din măsurile experimentale la diferite turații în configurație dreaptă pentru nivelul de măsură AM

Spectrele de Putere Fourier pe nivelul AM sunt prezentate în Figura 4.31. Se identifică o bandă largă de frecvențe (15 – 23 Hz) cu o amplitudine maximă de 0.1 kPa în jurul frecvenței de 19 Hz. Această bandă de frecvențe provine din trecerea curgerii axiale prin structura de tip fagure a rezervorului amonte [161].

Pe lângă banda de frecvențe 15-23 Hz regăsită pe nivelul AM, se mai poate observa și componenta de 2.8 Hz identificată în secțiunea de test pe MG0, MG1, MG2 și MG3. Această componentă se formează în secțiunea de test în vecinătatea primelor niveluri de măsură unde aceasta are amplitudinea maximă și se propagă în amonte.

În continuare, datele obținute în această etapă din Spectrele de Putere Fourier (frecvențe și amplitudini) au fost colectate și analizate.

4.6.5.1. Analiza Spectrelor de Putere Fourier ale datelor măsurate în configurație dreaptă

O imagine sinoptică asupra datelor măsurate în configurație dreaptă este oferită în continuare de analiza frecvențelor fundamentale și armonice (multiplu ale frecvențelor fundamentale) alături de amplitudinile lor maxime identificate în spectrele de Putere Fourier prezentate în subcapitolul anterior. Figura 4.32 prezintă frecvențele fundamentale din Spectrele de Putere Fourier măsurate la diverse turații obținute prin frânare magneto-reologică a rotorului generatorului de vârtej. Datele au fost fitate cu polinoame de ordinul I pentru a evidenția tendințele.



Figura 4.32. Frecvențele dominante din Spectrele de Putere Fourier identificate la diferite turații ale rotorului obținute prin frânare magneto-reologică

Am identificat 3 frecvențe dominante în curgerea decelerată cu rotație din secțiunea de testare la diferite turații obținute prin control magneto-reologic:

- frecvența fundamentală de tip piston cauzată de autoexcitația curgerii - identificată precedent în aceeași configurație la 920 rpm [161].
- frecvența fundamentală de tip rotativ (care se datorează mișcării de precesie a instabilității centrale, ex. vârtej funie)
- a doua armonică a frecvenței rotative.

Primul aspect care se observă este faptul că ambele frecvențe de tip rotativ, în configurație dreaptă, scad odată cu frânarea rotorului generatorului de vârtej de la turația de 990 rpm la 800 rpm. În analiza profilelor de viteză pe fereastra W0 a fost arătat faptul că odată cu frânarea magneto-reologică a rotorului, componenta circumferențială a vitezei medii scade. Aceasta diminuare este cuantificata de fluxul momentului tangențial care scade cu aproximativ 20% de la turația de 990 rpm la 800 rpm Figura 4.3. Conform analizei **frecvențelor dominante din Spectrele de Putere** Fourier, **scăderea turației rotorului duce la scăderea frecvenței de tip rotativ asociată instabilității hidrodinamice dezvoltată în curgerea decelerată cu rotație**. Pe lângă componenta de tip rotativ, mai este identificată și o componentă de tip piston de frecvență joasă, în gama de turații de la 990 rpm la 870 rpm. Frecvența componentei de tip piston identificată scade cu 44% în gama de turații 990 rpm-870 rpm/ În continuare, sunt analizate amplitudinile maxime ale celor 3 frecvențe identificate din spectrele de putere Fourier în configurație dreaptă. Aceste amplitudini caracterizează intensitatea fenomenului din zona de analiză.

Amplitudinea maximă a frecvenței fundamentale de tip rotativ este prezentată în Figura 4.33a. Amplitudinea maximă a frecvenței rotative se găsește pe nivelurile de măsură MGO și MG1 la turația de 990 rpm. Odată cu frânarea rotorului la 900 rpm, respectiv la 870 rpm, amplitudinea maximă a acestei componente se găsește pe nivelul MG2. La turația de 800 rpm, această amplitudine are o componentă maximă neglijabilă și se regăsește pe nivelul MG3. Cu alte cuvinte, fenomenul scade Analiza Spectrelor de Putere Fourier ale datelor măsurate în configurație dreaptă -124 a intensitate adată cu controlul magnete-reologic a turației reterului de la 990 rem



in intensitate odată cu controlul magneto-reologic a turației rotorului de la 990 rpm la 800 rpm, iar curgerea nu mai interacționează cu peretele secțiunii de testare.

Figura 4.33. Amplitudinile maxime asociate frecvențelor de tip rotativ (a,b) și piston (c) obținute la diferite turații ale rotorului prin control magneto-reologic

Cea de-a doua armonică a componentei rotative se regăsește pe cele 4 niveluri de măsură de la turația de 990 rpm la 900 rpm Figura 4.33b. Amplitudinea armonicii frecvenței fundamentale are tendințe similare cu frecvența fundamentală de tip rotativ fiind o consecință a acesteia. Se remarca faptul ca **amplitudinile maxime asociate frecvenței fundamentale de tip rotativ si celei de a doua armonici a ei scad cu reducerea turației rotorului. Diminuarea pulsației de presiune la peretele conului generata de instabilitățile hidrodinamice (auto)induse in curgerea cu rotație evidențiază performantele controlului magneto-reologic**.

Amplitudinea maximă a pulsației de tip piston este analizată în continuare conform Figura 4.33c. Valoare maximă a acestei componente se regăsește la turația de 870 rpm. Contrar tendințelor identificate în cazul amplitudinilor asociate frecvențelor de tip rotativ, se observă că amplitudinile maxime asociate frecvenței de tip piston cresc odată cu scăderea turației rotorului de la 990 rpm la 870 rpm. Acest lucru indică o auto-excitație a curgerii la aceste regimuri. Pentru a investiga in profunzime aceste fenomene o serie de investigații numerice au fost realizate în capitolul 5 din teză.

4.7. Concluzii privind comportamentul curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de presiune la regimuri variabile obținute prin control magneto-reologic

Pentru controlul curgerii în generatorul de vârtej a fost utilizat dispozitivul proiectat și analizat în Capitolul 2 respectiv 3. A fost utilizat pentru control fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G. Prin control magneto-reologic am obținut regimurile de 990, 960, 920, 900, 870, 840 și 800 rpm. Am măsurat câmpul de viteza mediat cu sistemul 2D LDV pe axa ferestrei optice de măsură W0, W1 și W2 și câmpul nestaționar de presiune la peretele conului cu sistemul de măsură special proiectat pe nivelul MG0, MG1, MG2, MG3 și AM. Debitul de 30 l/s a fost menținut pe toată durata investigațiilor experimentale, iar circuitul a fost complet umplut cu apa.

Din analiza câmpului mediat de viteză reies următoarele concluzii:

- dispozitivul magneto-reologic proiectat și testat în Capitolele 2 și 3 are capacitatea de a controla turația rotorului până la 600 rpm.
- în zona divergentă a secțiunii de test, pe fereastra WO, controlul magneto-reologic al turației rotorului de la 990 rpm la 600 rpm diminuează semnificativ rotația curgerii cuantificată de componenta circumferențială a vitezei in timp ce distribuția componentei meridionale a vitezei rămâne practic nemodificată.
- în zona convergentă, pe fereastra W1, controlul magneto-reologic al turației rotorului de la 990 rpm la 870 rpm, conduce la diminuarea zonei centrale de deficit de viteze meridionale de la 1/5 la 1/10 din lungimea axei de măsură. Componenta circumferențială a vitezei este diminuată cu până la 30% în zona de periferie a profilului măsurat, iar distribuția acestuia se aplatizează înspre centru. Cu alte cuvinte, controlul magneto-reologic reduce rotația curgerii și zona centrală de deficit, limitând condițiile de dezvoltare a vârtejului funie.
- în zona convergentă, pe fereastra W2, controlul magneto-reologic al turației rotorului de la 990 rpm la 920 rpm, conduce la diminuarea zonei de quasi-stagnare identificată în profilul vitezei meridionale de la aproximativ ½ la ¼ din lungimea axei de măsură. Componenta circumferențială a vitezei este diminuată cu 25% in zona de periferie a profilului măsurat, cu un comportament similar celui identificat pe fereastra W1.
- datorită timpului crescut necesar măsurătorii unui singur regim (60 și 90 minute pe fereastra W1 respectiv W2) regimurile de curgere nu au putut fi analizate experimental cu echipamentul 2D LDV la turați de 800 rpm pe fereastra W1 și 800 – 870 rpm pe fereastra W2.

Din **analiza câmpului de presiune nestaționar** reies următoarele **concluzii**:

- prin intermediul Spectrelor de Putere Fourier au fost identificate frecvențele de tip piston și rotativ asociate curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de presiune din generatorul de vârtej la mai multe regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic. Frecvența dominantă fundamentală de tip rotativ este caracteristică curgerii cu vârtej central puternic dezvoltat [83, 172, 173].
- frecvența de rotație fundamentală asociată mișcării de precesie a vârtejului funie a fost identificată la 16.93 Hz la turația de 990 rpm a

Concluzii privind comportamentul curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de presiune la regimuri variabile obținute prin control magneto-reologic - 126

- rotorului generatorului de vârtej. Odată cu frânarea magneto-reologică a turației rotorului la 800 rpm aceasta scade până la 10 Hz. Amplitudinea maximă a acestei componente se găsește succesiv la turații mari (990-960 rpm) pe nivelurile MGO și MG1, la turații medii (920-870 rpm) pe nivelul MG2, iar la 800 rpm pe nivelul MG3. Acest lucru sugerează deplasarea în aval a instabilității (vârtejului funie) odată cu scăderea turației rotorului prin control magneto-reologic. Acest mecanism poate fi datorat evoluției axiale a vârfului conului și a unghiului asociat vârtejului central. Aceste ipoteze vor fi explorate în profunzime în capitolele 5 și 6 prin intermediul rezultatelor din simulare numerică 3D nestaționară validată cu date experimentale.
- frecvența de tip piston asociată autoexcitației curgerii, a fost identificată în gama 2.5 – 1.7 Hz pentru turații de la 990 rpm la 870 rpm. Spre deosebire de amplitudinea maximă asociată frecvenței de tip rotativ care scade odată cu scăderea turației rotorului, amplitudinea maximă asociată frecvenței de tip piston crește odată cu scăderea turației rotorului de la 990 la 870 rpm. La regimul de 870 rpm, configurația curgerii provoacă cea mai mare pulsație de presiune. Sursa acestei componente nu este clar definită, drept urmare face scop capitolelor 5 și 6 din prezenta teză.

În consecință, în capitolele 5 și 6 se va explora în profunzime curgere 3D nestaționară obținută din simulare numerică. Ținta analizelor numerice realizate în continuare este de a valida și analiza prin intermediul unui model matematic filamentul central asociat vârtejului funie cu scopul de a determina sursa componentei de tip piston din curgerea decelerată cu rotație în gradient advers de presiune.

Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 127

5. INVESTIGAREA NUMERICĂ 3D A INSTABILITĂȚILOR HIDRODINAMICE AUTO-INDUSE ÎN CONFIGURAȚIE DREAPTĂ

Investigarea vârtejului central si a instabilităților hidrodinamice auto-induse din generatorul de vârtej la turație variabilă s-a realizat în acest capitol prin intermediul simulării numerice. Condițiile de operare din generatorul de vârtej duc la dezvoltarea în conul secțiunii de testare a generatorului de vârtej a unei zone cu viteze tangențiale ridicate spre periferie și deficit în centru așa cum s-a arătat în datele experimentale prezentate în capitolul anterior. Aceste condiții hidrodinamice duc la dezvoltarea structurii macroscopice cunoscută în literatura de specialitate sub numele de vârtej funie sau vârtej central [35, 157, 161, 173-175]. În turbinele hidraulice cu palete fixe (ex. Francis sau propeler), aceste fenomene apar în conul tubului de aspirație la operarea cu debite parțiale [3, 72, 170]. Operarea cu debite parțiale sau in regimuri dinamice este din ce în ce mai des întâlnită în zilele noastre datorită exploatării turbinelor hidraulice ca și elemente de reglaj pentru rețelele electrice [176].

Dezvoltarea tehnologiei instrumentelor de calcul face posibilă în zilele noastre utilizarea metodelor de tip simulare numerică a curgerii pentru rezolvarea unor probleme complexe de curgere în diverse geometrii precum cea a generatorului de vârtej. Avantajele utilizării acestor tehnici pentru studiul curgerii in generatorul de vârtej constă în alternativa relativ ieftină (comparativ cu experimentul) și posibilitatea de predicție și analiză profundă a rezultatelor.

În zilele noastre, o mare parte din fenomenele fizice pot fi descrise precis, cu abateri foarte mici de la realitate de expresii matematice. Aceste expresii sau modele matematice fac legătura dintre mărimile care guvernează desfășurarea unui fenomen fizic. Deci, modelul matematic reprezintă legea de desfășurare a fenomenului [177]. Scopul acestui instrument este de a determina starea și modul de desfășurare a unui fenomen prin rezolvarea unui model care îl reprezintă. În general, o serie de ipoteze simplificatoare sunt acceptate în rezolvarea problemelor numerice pentru a atinge o precizie acceptabilă, care poate fi verificată. Pentru rezolvarea curgerii 3D a curgerii peste generatorul de vârtej, a fost utilizat pachetul software comercial Fluent 6.3.

Scopul acestor investigații este de a valida o metodologie de lucru eficientă din punct de vedere al resurselor de calcul, care să estimeze cât mai bine prin simulare numerică datele experimentale privind curgerea cu rotație din generatorul de vârtej investigată în Capitolul 4. Datele numerice validate constituie astfel o bază solidă pentru investigațiile din capitolul următor unde se va utiliza modelul matematic al spirei logaritmice 3D propus de Stuparu și Resiga [173] pentru descrierea morfologiei filamentului de vârtej central în timp pentru mai multe regimuri de operare ale generatorului de vârtej [11].

Simularea numerica a curgerii în generatorul de vârtej - Descrierea problemei - 128

5.1. Simularea numerica a curgerii în generatorul de vârtej – Descrierea problemei

Domeniile 3D ale generatorului de vârtej sunt prezentate în Figura 5.1. Aceste domenii corespund geometric generatorului de vârtej investigat experimental în capitolul precedent. Pentru simulare numerică a curgerii în generatorul de vârtej am utilizat pachetul software comercial Fluent 6.3. Domeniul barelor profilate de susținere ale generatorului de curgere cu vârtej, al paletajului statoric, al paletajului rotoric și al secțiunii de testare au fost considerate individual în calcul și cuplate prin intermediul metodei Interfețelor de Amestec [31]. Figura 5.1 prezintă interfețe de amestec realizate între domeniile generatorului de vârtej. În figură sunt prezentate pornind de la stânga la dreapta: domeniul barelor profilate de susținere ale generatorului de curgere cu vârtej, al paletajului statoric, al paletajului rotoric și al secțiunii de testare. Simularea numerică a curgerii în generatorul de vârtej considerată în actualul capitol este cazul test AC6-14 în baza de date ERCOFTAC, denumit Timisoara Swirl Generator (TSIG) și utilizat de comunitatea OpenFOAM [178]. Colective din Suedia, Elveția, China, Japonia și Rusia au folosit acest caz test TSIG pentru validarea rezultatelor numerice cu date experimentale.

Domeniul corespunzător barelor profilate de susținere, al paletajului statoric și al paletajului rotoric au fost simplificate în acord cu simetria geometrică și periodicitatea hidrodinamică. Domeniul secțiunii de testare a fost considerat ful 3D datorită instabilităților hidrodinamice auto-induse ale curgerii decelerate cu rotație. Pentru toate cele 4 domenii de analiză au fost realizate rețele de discretizare de tip structurat.

Condițiile la frontierele domeniilor de analiză sunt prezentate în continuare. La intrarea în domeniul de calcul al barelor profilate de susținere (marcată cu albastru în Figura 5.1) a fost impusă componenta vitezei axiale de 1.7045 m/s corespondentă debitului de 30l/s.



Figura 5.1. Interfețele de amestec ale generatorului de curgere cu vârtej

Componenta circumferențială și cea radială au valori neglijabile în această zonă, drept urmare nu au fost inițializate valori pentru acestea. Pentru inițializarea mărimilor care țin de turbulență cât mai aproape de cele din realitate am optat pentru intensitatea turbulenței și a diametrului hidraulic. Intensitatea turbulenței de 3.38% a fost calculată cu relația $I = 0.16(Re_{DH})^{-1/8}$ [179] unde numărul Reynolds de 2.47*10^5 corespunde debitului vehiculat și proprietățile asociate apei. Diametrul hidraulic de 0.15 m corespunzător secțiunii de pe standul experimental a fost selectat. La ieșirea din domeniul secțiunii de testare a fost impusă condiția de echilibru radial alături de mărimile de turbulență (diametru hidraulic 0.16 m în acord cu cel de pe standul experimental și intensitatea turbulenței de 3.41%). O condiție de

Investigarea numerică 3D a instabilitătilor hidrodinamice auto-induse în configuratie dreaptă - 129

periodicitate a fost impusă pe frontierele de periodicitate geometrică (ex. barele profilate de susținere ale generatorului de vârtej, paletaj statoric și paletaj rotoric). Frontiere de tip perete au fost impuse în zonele de tip pereti ale generatorului de vârtej (ex. zonele paletate, peretele secțiunii de test, și așa mai departe).

Curgerea 3D absolută/relativă este calculată individual pentru toate cele 4 domenii de analiză utilizând pachetul software comercial Fluent 6.3. Peste domeniul barelor profilate de sustinere ale generatorului de vârtei si paletajul statoric a fost calculată curgerea staționară absolută, iar peste cel al paletajului rotoric curgerea stationară relativă. Ecuatiile curgerii RANS împreună cu modelul de turbulentă k-ω au fost rezolvate pentru primele 3 domenii de analiză. Modelul de turbulentă Reynolds Stress Model (numit în continuare RSM) a fost selectat pentru calculul 3D nestaționar în secțiunea de testare convergent-divergentă pentru a captura detaliile curgerii [161]. Pentru primele 3 domenii a fost considerat un criteriu de convergentă al solutiei de 10⁻⁶. Pentru curgerea în domeniul secțiunii de testare a fost considerat un pas de timp de 10^{-4} cu câte 20 de iterații interne pentru fiecare pas de timp. Acest pas de timp a fost selectat pe baza validărilor precedente cu rezultate experimentale [161]. Iteratiile interne sunt o procedură internă de aproximare a pachetului software Fluent 6.3 care îmbunătătesc acuratetea soluției fără să modifice neliniaritatea termenilor [180].

5.2. Ecuațiile curgerii 3D peste generatorul de vârtej

Pentru calculul curgerii peste generatorul de curgere cu vârtej, utilizând programul comercial Fluent 6.3. am rezolvat ecuatiile curgerilor turbulente 3D. Pentru domeniile investigate au fost calculate ecuațiile de continuitate și de mișcare, precum și două modele de turbulență: k- ω standard pentru calculul curgerii în domeniul suportului generatorului de vârtej, a paletajului statoric și al celui rotoric și RSM pentru calculul curgerii în secțiunea de test convergent-divergentă.

În cazul nostru, fluidul de lucru este apa, la o temperatură de 20° C, motiv pentru care, curgerea noastră este incompresibilă, iar ecuația de continuitate Anton et al. [41] este următoarea:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \tag{5.1}$$

Mișcarea apei, în domeniul de analiză este descrisă de ecuația Navier-Stokes într-un sistem de referință inerțial (neaccelerat) [179] :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{T}) + \rho\vec{g} + \vec{F}$$
(5.2)

unde: ρ este densitatea apei, \vec{v} vectorul viteză, p presiunea statică, \vec{g} accelerația gravitațională, \vec{F} alte forțe exterioare , iar \bar{T} tensorul tensiunilor definit ca fiind:

$$\bar{\bar{T}} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^{-T}) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right]$$
(5.3)

unde, μ este vâscozitatea moleculară iar *I* este tensorul unitar.

Atunci când sistemul de referință este mobil (paletajul rotoric) se rotește întrun cadru relativ viteza fluidului devine:

$$= \vec{v} - \vec{u}_r \tag{5.4}$$

 \vec{v}_r = unde \vec{v}_r este viteza relativă, \vec{v} viteza absolută văzută din sistemul mobil, r vectorul de poziție, iar \vec{u}_r viteza de rotație a sistemului de referință, în particular pentru cazul nostru paletajul rotoric.

Deoarece pentru calculele noastre, formularea vitezei a fost considerată absolută, legea de conservare a masei (ec. 5.1) devine:

$$\nabla \cdot \vec{v}_r = 0 \tag{5.5}$$

iar cea de conservare a momentului (5.3) devine:

$$\frac{\partial}{\partial t}\vec{v} + \nabla \cdot (\vec{v}_r \vec{v}) + \rho[\omega \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{T}) + \vec{F}$$
(5.6)

5.2.1. Turbulența

În realitate, toate mărimile prezentate în ecuațiile anterioare, sunt mărimi care fluctuează în timp. Din acest motiv, se introduce termenul de turbulență care se definește ca fiind fluctuația câmpurilor de viteze sau presiune [30]. Prin urmare, pentru calcul ecuațiilor care guvernează curgerea se utilizează metode precum Mediere Reynolds, Filtrarea Ecuațiilor Navier-Stokes, Metode Hibride RANS-LES sau modele RST. Tehnica de mediere Reynolds a fost utilizată în rezolvarea ecuațiilor Navier-Stokes pentru curgerea în domeniile de analiză ale generatorului de vârtej. Această metodă presupune descompunerea mărimilor în două componente, una medie și una fluctuantă. De exemplu, pentru componentele vitezei:

$$u_i = u_i + u_i$$
 (5.7)
unde \overline{u}_i este valoarea medie, iar u_i valoarea fluctuantă.

Substituind aceste valori în ecuațiile de continuitate și moment și luând valoarea medie a timpului vom obține ecuațiile curgerii Reynolds-averaged Navier-Stokes (ec. 5.8 & ec. 5.9). Acestea se mai întâlnesc în literatură și sub acronimul RANS și pot fi scrise în coordonate Carteziene astfel:

$$\frac{\partial \rho}{\partial p} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \tag{5.8}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_l} \overline{u_j})$$
(5.9)

Descrierea curgerii in generatorul de vârtej ridică probleme în general datorită geometriei complexe dar si rotației puternice. Pentru studierea câmpului hidrodinamic cât mai apropiat de cel din realitate s-a optat pentru utilizarea modelului Reynolds Stress Model denumit în continuare RSM. Avantajele în utilizarea modelului RSM constă din faptul că acest model ține cont de curbura liniilor de curent, separările din curgere, zonele de recirculare și calculează după cele 3 direcții toate componentele de transport ale turbulenței. Ecuațiile de transport pentru tensiunile Reynolds $\rho u_i u_j$ sunt rezolvate în modelul RSM:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \overline{u_i u_j} \right) + + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i \overline{u_i u_j} \right) = \rho \left(P_{ij} + Diff_{ij} - \varepsilon_{ij} + \phi_{ij} \right)$$
(5.10)

Unde, P_{ij} este termenul productiv, $Dif f_{ij}$ este termenul difuziv, ε_{ij} este termenul disipativ, iar ϕ_{ij} este termenul presiune.

5.3. Metoda de cuplare a domeniilor de analiză – Metoda Interfețelor de Amestec

Pentru cuplarea celor 4 geometrii din punct de vedere al curgerii a fost utilizată metoda Interfețelor de amestec. Aceasta se regăsește în literatura de specialitate sub numele de Mixing Plane [181, 182]. Metoda se pretează utilizării atunci când este necesară cuplarea curgerii între mai multe domenii de analiză (ex. turbomașini multietajate), printre care și un domeniu care se află în mișcare relativă. Mai mult decât atât, această metodă permite calculul fiecărui domeniu ca fiind o Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 131

soluție staționară lucru care în același timp constituie atât un avantaj (din punct de vedere al timpului de calcul) cât și un dezavantaj (din punct de vedere al fenomenelor nestaționare care nu sunt luate în calcul în transferul prin interfață).

În cazul calculelor realizate, au fost cuplate pentru analiză toate cele patru domenii ale generatorului de curgere cu vârtej. Ideea de bază a acestei metode constă în mixarea curgerii prin intermediul Interfeței de amestec la frontierele dintre două domenii de analiză, Figura 5.1. În cazul generatorului de curgere cu vârtej, cele patru domenii de analiză a curgerii, au fost montate împreună prin intermediul a trei interfețe de amestec care mediază câmpul de curgere între domenii, Figura 5.1. A fost utilizată pentru mediere metoda medierii suprafeței unde:

$$\bar{f} = \frac{1}{4} \int f dA \tag{5.11}$$

Acest algoritm de mixare poate fi descris ca fiind un calcul iterativ, care reînnoiește soluția în domeniile de calcul (ex. suportul generatorului de vârtej, paletaj statoric, paletaj rotoric și secțiune de test) mediind proprietățile curgerii la interfețele de amestec (ex. ieșire stator – intrare rotor). Procedura se repetă de câteva ori (1-3) până când soluția converge [179].

Un alt aspect important care trebuie considerat în utilizarea aceste metode este conservarea debitului (masic sau volumic), care nu este realizată riguros de către Fluent atunci când frontierele din interfețele de amestec sunt de tip pressure outlet – pressure inlet [33]. Din acest motiv, un coeficient de corecție a debitului a fost utilizat:

$$C_{cdeb} = \frac{Q_{inreal}}{Q_{outcalculat}}$$
(5.12)

astfel debitul a fost conservat. Oricum, precizia de conservare a debitului va fi analizată după cuplarea calcului între domeniile generatorului de vârtej.

Pentru transferul curgerii între frontiere imaginare ale generatorului de curgere cu vârtej, au fost utilizate suprafețe radiale. Ele se află pe ieșirea/intrarea din/în domenii. Astfel, au fost create 31 de suprafețe radiale pe fiecare suprafață de intrare și ieșire din domenii, mai puțin intrarea în domeniul suportului generatorului de vârtej și ieșire din secțiunea de test.

Pornind din partea superioară, au fost calculate de sus în jos domeniile suportului generatorului de vârtej, paletaj statoric, paletaj rotoric și secțiunea de test convergent-divergentă, transferând prin fiecare interfață, cele trei componente ale vitezei (v_a – viteza axială, v_u – viteza tangențială și v_r – viteza radială) precum și mărimile de turbulență (*k*, ω sau ε). Datorită modelelor de turbulență diferite utilizate pentru calculul rotorului și al secțiunii de test, la această interfață mărimea ω – rata de disipație specifică a fost transformată în ε – rata de disipație a energiei cinetice turbulență utilizând relația:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{kC_{\mu}} \tag{5.13}$$

unde k este energia cinetică turbulentă și C_{μ} o constantă empirică (0.09).

Pentru a închide bucla iterativă, de jos în sus, pornind de la calculul realizat pentru secțiunea de test au fost introduse profile de presiune statică (ex. intrarea în domeniul de analiză al secțiunii de testare / ieșirea din domeniul paletajului statoric) alături de mărimile de turbulență luate în considerare atunci când se dezvoltă recirculări pe suprafața de ieșire.

5.4. Domeniul de analiză al suportului generatorului de vârtej. Condițiile la limită

5.4.1. Domeniul de analiză al barelor profilate de susținere. Condițiile la limită

Primul domeniu de analiză construit a fost cel al suportului generatorului de vârtej, Figura 5.2 dreapta. În acord cu Figura 5.2 stânga, se poate observa simetria geometrică dintre cele 4 bare profilate. A fost selectat un domeniu de analiză simplificat, un canal cu o extensie circumferențială de 90° datorită simetriei geometrice și a condițiilor hidrodinamice periodice. Această alegere conduce la obținerea rezultatelor numerice utilizând resurse de calcul disponibile în intervale de tip rezonabile.



Figura 5.2. Barele profilate de susținere ale generatorului de vârtej vedere CAD (stânga) domeniul 3D discretizat, simplificat al barelor profilate de susținere (dreapta)

A fost construită o bară de susținere mărginită în ambele părți de frontiere de secțiune transversale așezate fiecare la 45° față de centrul acesteia, deci domeniul final de calcul reprezintă 90° din cel real. O rețea de discretizare structurată cu 65k celule a fost realizată cu ajutorul preprocesorului Gambit.

Pentru ca acest domeniu simplificat să fie considerat în simularea numerică asemeni celui real, pe frontierele de secțiune transversale fost impusă o condiție de periodicitate de rotație. Condițiile la limită considerate pe secțiunea de intrare (marcată cu albastru) sunt componentele vitezei și mărimile de turbulență, în timp ce pe suprafața de ieșire (marcată cu roșu) a fost impusă presiunea și mărimile de turbulență. Bara de susținere (galben) și butul central cu care aceasta se îmbină au fost setate ca fiind te tip perete. Restul frontierelor au fost definite ca tip interior (permit trecerea fluidului prin ele și pot fi utilizate ca suprafețe de control), fiind elemente imaginare care doar au ajutat la construirea și discretizarea mai ușoară a domeniului.

S-a considerat că la intrarea în acest domeniu curgerea este axială fiind în conformitate cu realitatea din standul experimental unde avem curgerea într-o conductă. Ca urmare, a fost impusă numai componenta axială a vitezei în timp ce

Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 133

celelalte două componente sunt neglijate. Cunoscându-se debitul și secțiunea de la intrare a fost calculată componenta axială a vitezei ($v_a=Q/S=1.7045$ m/s, unde Q debitul, iar S aria secțiunii transversale a conductei). Mărimile de turbulență impuse au fost intensitatea turbulenței I și diametrul hidraulic DH=0.15 m. Pentru calculul intensității turbulenței a fost utilizată formula:

$$I = 0.16(Re_{DH})^{-1/8}$$

(5.14)

unde *Re* este numărul Reynols iar *DH* diametrul hidraulic al conductei. În acord cu această formulă, *I* pentru intrarea în domeniul nostru de analiză a fost considerat 3.376 %. În primul calcul (iterația 0), pe suprafața de ieșire a fost impusă condiția de presiune. Pentru iterațiile următoare pe suprafața de ieșire este impusă distribuția de presiune determinată pe suprafața de intrare în stator prin cuplarea domeniilor cu ajutorul interfeței de amestec. Pentru ca soluția să conveargă este necesară medierea între cele două iterații succesive. Presiunea statică este calculată cu relația:

 $P_{(m)i} = kP_{i-1} + (1-k)P_i$ (5.15) unde $P_{(m)i}$ este mărimea mediată a presiunii statice la iterația *i*, *k* coeficientul de relaxare care în acest caz a fost 0.5, iar P_{i-1} și P_i cele două distribuții ale presiunii statice determinate pentru două iterații consecutive. Aceeași formulă este utilizată și pentru medierea vitezelor și mărimilor de turbulență.

5.4.2. Domeniul de analiză al paletajului statoric. Condițiile la limită

Cel de-al doilea domeniu construit este cel al paletajului statoric, Figura 5.3. Și în cadrul acestuia s-a recurs la o simplificare în acord cu simetria geometrică și periodicitatea hidrodinamică. Ținând cont că paletajul statoric este format din 13 palete, rezultă unghiul de periodicitate de $27.69^\circ = 2\pi/13$. O rețea de discretizare structurată cu 132k celule a fost generată pe domeniul de calcul asociat paletajului statoric.

Cele două frontiere care delimitează domeniul paletei au fost setate ca fiind de tip periodic rotațional. Pe secțiunea de intrare (marcată cu albastru) au fost impuse componentele vitezei și mărimile de turbulență, iar pe suprafața de ieșire (marcată cu roșu) a fost impusă presiunea și mărimile de turbulență. Paleta statorică (marcată cu galben) a fost definită de tip perete.

La intrarea în domeniul de analiză al paletajului statoric a fost impusă curgerea de la ieșirea din domeniul suportului generatorului de vârtej. Au fost impuse cele trei componente ale vitezei (v_a – viteza axială, v_u – viteza tangențială și v_r – viteza radială) precum și mărimile de turbulență (k și ε). Asemenea cazului suportului generatorului de vârtej, în iterația 0, pe ieșirea din stator a fost considerată o presiune statică constantă.



Figura 5.3 Paletajul statoric al generatorului de vârtej (stânga) domeniul 3D discretizat, simplificat al statorului (dreapta)

5.4.3. Domeniul de analiză al paletajului rotoric. Condițiile la limită

Domeniul de calcul al paletajul rotoric a fost simplificat în acord cu simetria geometrică periodicitatea hidrodinamică, Figura 5.4. În prima parte s-a stabilit unghiul de periodicitate $36^\circ = 2\pi/10$ al celor 10 palete. A fost urmată aceeași procedură de construcție a domeniului de calcul ca și în cazul domeniului paletajului statoric. A rezultat un domeniu de calcul reprezentat de o singură paletă rotorică mărginit lateral de două frontiere care delimitează un unghi total de 36° . O rețea de discretizare structurată cu 167k celule hexaedrale a fost creată.



Figura 5.4. Rotorul generatorului de vârtej (stânga) domeniul 3D discretizat, simplificat al rotorului (dreapta)

Asemenea paletajului statoric, cele două frontiere laterale, au fost definite ca fiind de tip periodic rotațional. Pe suprafața de intrare (marcată cu albastru) au fost impuse componentele vitezei și mărimile de turbulență, iar pe suprafața de ieșire (marcată cu roșu) a fost impusă presiunea și mărimile de turbulență. Paleta rotorică Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 135

(marcată cu galben) a fost impusă ca fiind de tip perete. Întregul domeniu de analiză a fost setat ca fiind în mișcare de rotație – Moving Reference Frame față de axa proprie, în direcție orară (Z=1). Suplimentar, frontiera care reprezintă butucul paletajului mobil a fost setată să se rotească în aceeași direcție și cu aceeași viteză a domeniului.

Pe rând, a fost introdusă viteza de rotație a domeniului în acord cu turațiile generatorului de vârtej controlat magneto-reologic. Astfel, au fost analizate numeric soluțiile pentru turațiile următoare: 800 rpm, 870 rpm, 920 rpm, 960 rpm, 990 rpm și 1020 rpm.

La intrarea în domeniul de analiză al paletajului rotoric a fost impusă curgerea de la ieșirea din domeniul paletajului statoric. În iterația 0 a fost urmată aceeași procedură ca și în cazul paletajului statoric, în timp ce în următoarele iterații a fost impusă pe ieșirea din domeniu distribuția presiunii statice și a mărimilor de turbulență calculate la intrarea în secțiunea de test.

5.4.4. Domeniul de analiză al secțiunii de test. Condițiile la limită

Ultimul domeniu de calcul realizat a fost cel al secțiunii de testare convergent divergentă, Figura 5.5. A fost considerat domeniul tridimensional al secțiunii de testare convergent-divergente în întregime datorită fenomenelor hidrodinamice dezvoltate aici care nu au periodicitate. Domeniul a fost discretizat spațial cu 2 milioane de celule.



Figura 5.5. Secțiunea de testare convergent divergentă a generatorului de vârtej (stânga) domeniul 3D discretizat secțiunii de testare convergent divergente (dreapta)

Pe suprafața de intrare a secțiunii de testare (zona marcată cu albastru) au fost impuse componentele vitezei și mărimile de turbulență de la ieșirea din paletajul rotoric, iar pe suprafața de ieșire (marcată cu roșu) a fost impusă condiția de echilibru radial al distribuției de presiune ec. (5.16). Frontierele ogivei (surprinse și ele în domeniul analizei) și peretele exterior al secțiunii de testare convergent-divergentă au fost definiți ca fiind de tip perete.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho v_{\theta}^2}{r} \tag{5.16}$$

5.5. Conservarea parametrilor de funcționare prin cele 3 Interfețe de amestec

Parametrii globali (debit și flux de moment tangențial) care caracterizează curgere prin cele 3 interfețe de amestec au fost în continuare verificați pentru a stabilii

conservarea acestora [31]. Regimurile la turația de 800 rpm, 870 rpm, 920 rpm, 960 rpm, 990 rpm și 1020 rpm au fost analizate în configurație fără cot. Pe fiecare interfață de amestec a fost verificată conservarea debitului masic și a fluxului de moment tangențial, iar apoi abaterea relativă a fost calculată.

Abaterea relativă a debitului masic (stânga) și a fluxului de moment tangențial (dreapta) în funcție de turația rotorului este prezentată în Figura 5.6.

Abaterea relativă maximă obținută în cazul conservării debitului masic este de 0.043% pentru Interfața de amestec 1. Așadar, la transmiterea debitului între domeniul barelor profilate de susținere și a statorului debitul este conservat cu o precizie de 0.0129 l/s. Prin celelalte două Interfețe de amestec, debitul este conservat cu o abatere relativă maximă sub 0.03% între stator și rotor, iar intre rotor și secțiunea de test de cel mult 0.025%.

Fluxul de moment tangențial este o altă cantitate globală care susține conservarea caracteristicilor curgerii prin Interfețele de amestec. Această mărime este în strânsă legătură cu viteza circumferențială. La Interfața de amestec 1, dintre domeniul de analiză al barelor profilate de susținere și al statorului, această componentă este neglijabilă. Prin urmare, analiza transferului fluxului de moment tangențial este redundantă aici. Abaterea relativă maximă a fluxului de moment tangențial de 3.5% se regăsește la Interfața de amestec 3, între domeniul rotorului și cel al secțiunii de testare.



de moment tangențial (b) în funcție de turația rotorului

Conform analizei realizate, debitul masic este conservat cu o abatere relativă maximă de 0.043%, iar fluxul de moment tangențial cu o abatere relativă maximă de 3.5%. Aceste abateri se anticipează a avea influențe minime asupra rezultatelor numerice din secțiune de testare.

5.6. Validarea rezultatelor numerice

Validarea rezultatelor numerice cu date experimentale este o etapă critică în stabilirea acurateței și fiabilității modelului numeric utilizat pentru studiul curgerii în generatorul de vârtej. O strategie bine cunoscută de către cercetătorii din zona Calculului Numeric al Curgerii (CFD) a fost implementată pentru stabilirea capacității modelului numeric de a surprinde detaliile curgerii în generatorul de vârtej.



Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 137

Figura 5.7. Detaliu privind axele ferestrelor optice de măsură (W0, W1 și W2) și a nivelelor de măsură (MG0, MG1, MG2 și MG3)

Pentru validare au fost utilizate profile de viteză măsurate cu sonda LDV la nivelul ferestrelor optice de măsură W0, W1 și W2 dar și pulsații de presiune pe nivelurile MG0, MG1, MG2 și MG3, Figura 3.4.

5.6.1. Validarea profilelor de viteză mediate în timp în secțiunea convergent-divergentă

Au fost validate rezultatele numerice obținute cu date experimentale măsurate pe axele ferestrelor optice W0, W1 și W2 la mai multe regimuri de funcționare. Peste datele experimentale au fost reprezentate valorile pătratului vitezei medii aleatorii (u_{RMS} – reprezentat cu linii verticale) determinate din experiment. Profilele mediate ale celor două componente (meridională și circumferențială) au fost extrase din simulare numerică prin medierea valorilor într-un interval de 2 secunde cu un increment de 0.075 secunde. **Validarea** rezultatelor numerice obținute a fost realizată după cum urmează:

- pe fereastra W0 pentru profilul mediat al componentei meridionale și circumferențiale ale vitezei la turația de 990, 960, 920, 870 și 800 rpm;
- pe fereastra W1 pentru profilul mediat al componentei meridionale și circumferențiale ale vitezei la turația de 990, 960, 920, 870 rpm;
- pe fereastra W2 pentru profilul mediat al componentei meridionale și circumferențiale ale vitezei la turația de 990, 960, 920 rpm;

Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinată experimental pe fereastra W0 (puncte) vs. rezultatele numerice cu modelul 3D nestaționar RSM (linie continuă) sunt prezentate pentru regimurile la turația de 990, 960, 920, 870 și 800 rpm în Figura 5.8 - Figura 5.12. Pentru a evidenția diferențele dintre regimurile analizate în Figura 5.13 sunt prezentate comparativ profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei pentru 990 și 800 rpm.

Profilul mediat al componentei meridională și circumferențială al vitezei din simulare numerică a fost comparat cu date obținute din campania de măsurători

Validarea profilelor de viteză mediate în timp în secțiunea convergent-divergentă -138

experimentale pentru turația de 990 rpm în Figura 5.8. Datele au fost studiate comparativ cu rezultate obținute de Bosioc [37] din simulare numerică 2D staționară cu modelul de turbulență RSM. Componentele meridională și circumferențială ale vitezei sunt prezise în limita benzii de u_{RMS} a datelor experimentale cu modelul 3D nestaționar RSM cât și cu modelul 2D staționar RSM [37]. Valoarea pătratului vitezei medii aleatorii uRMS (reprezentată în continuare pentru toate regimurile analizate cu linii verticale) este mai mare în zona centrală pentru profilul vitezei medii meridionale. Acest lucru indică faptul că variația vitezei măsurate cu echipamentul 2D LDV este mai mare în zona de tranziție pompă-turbină la ieșirea din rotor. Singurele deviații semnificative între simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM și experiment se regăsesc în cazul componentei vitezei circumferențiale, în zona centrală de tranziție dintre comportamentul de turbină respectiv pompă a rotorului generatorului de vârtej la turația de 800 rpm, Figura 5.12.



Figura 5.8 Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinată experimental pe axa de măsură a ferestrei optice W0 la turația de 990 rpm (puncte) vs. Rezultate numerice cu modelul 2D axial simetric staționar – RSM [37] (linie întreruptă - Bosioc) și 3D nestaționar – RSM (linie continuă)



Figura 5.9. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinată experimental pe axa de măsură a ferestrei optice W0 la turația de 960 rpm (puncte) vs. Rezultate numerice cu modelul 3D nestaționar – RSM (linie continuă)



Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 139

Figura 5.10. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinată experimental pe axa de măsură a ferestrei optice W0 la turația de 920 rpm (puncte) vs. Rezultate numerice cu modelul 3D nestaționar – RSM (linie continuă)



Figura 5.11 Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinată experimental pe axa de măsură a ferestrei optice W0 la turația de 870 rpm (puncte) vs. Rezultate numerice cu modelul 3D nestaționar – RSM (linie continuă)



Figura 5.12. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinată experimental pe axa de măsură a ferestrei optice W0 la turația de 800 rpm (puncte) vs. Rezultate numerice cu modelul 3D nestaționar – RSM (linie continuă)





Figura 5.13. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinată numeric pe axa de măsură a ferestrei optice W0 la turația de 990 rpm (linie continuă) vs. turația de 800 rpm (linie discontinuă)

Odată cu scăderea turației rotorului de la 990 rpm la 800 rpm, distribuția vitezei medii meridionale rămâne practic nemodificată, Figura 5.13. Acest comentariu susține faptul că scăderea turației rotorul nu are impact semnificativ asupra distribuției profilului mediat al componentei meridionale. Contrar, distribuția vitezei mediată circumferențială se modifică semnificativ odată cu scăderea turației rotorului de la 990 rpm la 800 rpm. Valoarea acestei componente este cu 50% mai mică pentru regimul de 800 rpm comparativ cu 990 rpm pe toată lungimea / a axei de măsură. Consecința acestei modificări vine din modificarea componentei tangențiale a curgerii prin modificarea turației rotorului. Cu alte cuvinte, rotația curgerii la nivelul axei de măsură a ferestrei W0 este diminuată cu 50% prin scăderea turației de la 990 rpm la 800 rpm.

În continuare, profilele mediate ale vitezei meridionale și circumferențiale obținute din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM au fost validate pentru regimurile de 990, 960, 920 și 870 rpm pe fereastra W1. Se reamintește faptul că această fereastră optică este situată în zona divergentă a secțiunii de test. Datorită evazării conului și gradientului advers de presiune, curgerea cu rotație împinge fluidul la perete, generând o zonă centrală cu deficit sau quasi-stagnare pe care se înfășoară vârtejul funie [183].

Pentru regimul de 990 rpm datele obținute din simulare numerică au fost comparate cu date experimentale în Figura 5.14. Peste datele obținute au fost suprapuse și rezultate obținute de obținute de Bosioc [37] pentru același regim de funcționare. Ambele componente ale vitezei obținute din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM surprind cu fidelitate ridicată detaliile curgerii la nivelul ferestrei optice W1. În cazul componentei meridionale, simularea numerică 3D cu modelul RSM prezice precis zona de deficit de viteze de 0.3 l din centrul axei de măsură care este supraestimată de simularea numerică 2D cu același model de turbulență [37]. Viteza circumferențială este și ea descrisă în limita benzii de variație a pătratului vitezei medii aleatorii (u_{RMS}) de simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM. Pentru toate regimurile investigate numeric la 960 rpm, Figura 5.15, 920 rpm, Figura 5.16 și 870 rpm Figura 5.17, componentele meridională și circumferențială ale vitezei sunt descrise în limita benzii de variație a pătratului vitezei

Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 141

medii aleatorii (u_{RMS}). Câmpul mediat de viteze identificat experimental este reprodus cu fidelitate de simularea numerică 3D nestaționară cu modelul de turbulență RSM.



Figura 5.14 Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) vs. date obținute de Bosioc (linie punctată) cu modelul 2D axial simetric staționar – RSM [37] pe axa de măsură a ferestrei optice W1 la 990 rpm



Figura 5.15. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) pe axa de măsură a ferestrei optice W1 la 960 rpm



Figura 5.16. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) pe axa de măsură a ferestrei optice W1 la 920 rpm



Validarea profilelor de viteză mediate în timp în secțiunea convergent-divergentă -142

Figura 5.17. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) pe axa de măsură a ferestrei optice W1 la 870 rpm



Figura 5.18. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM pe axa de măsură a ferestrei optice W1 la turația de 990 rpm (linie continuă) vs. turația de 870 rpm (linie întreruptă)

În continuare, profilele de viteză mediată meridională și tangențială obținute din simularea numerică pe axa de măsură a ferestrei W2 sunt validate la regimurile de 990, 960 și 920 rpm, în Figura 5.19 - Figura 5.21.



Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 143

Figura 5.19. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) vs. date obținute de Bosioc (linie punctată) cu modelul 2D axial simetric staționar – RSM [37] pe axa de măsură a ferestrei optice W2 la 990 rpm



Figura 5.20. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) pe axa de măsură a ferestrei optice W2 la 960 rpm



Figura 5.21. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) pe axa de măsură a ferestrei optice W2 la 920 rpm



Validarea profilelor de viteză mediate în timp în secțiunea convergent-divergentă -144

Figura 5.22. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM pe axa de măsură a ferestrei optice W1 la turația de 990 rpm (linie continuă) vs. turația de 920 rpm (linie întreruptă)

Pentru toate regimurile analizate ,datele din simularea numerică 3D nestaționară reproduc în limita benzii de variație a pătratului vitezei medii aleatorii (uRMS) datele experimentale. Cele mai mari diferențe sunt obținute la regimurile de 990-960 rpm, în cazul componentei meridionale a vitezei care din simulare numerică supraestimează o zonă de recirculare centrală, Figura 5.19. Această zonă este indusă de simularea numerică, nefiind identificată din datele experimentale pentru turația de 990-960 rpm. Odată cu scăderea turației rotorului la 920 rpm, în zona centrală a profilului mediat al componentei meridională a vitezei se generează o zonă de recirculare identificată atât din datele numerice cât și din cele experimentale, Figura 5.21. Recircularea curgerii la acest regim de funcționare este favorizată de gradientul advers de presiune din con și rotației curgerii.

Prin scăderea turației de la 990 rpm la 920 rpm, atât distribuția profilului de viteză mediat meridional cât și cea a profilului de viteză mediat circumferențial din simulare numerică se modifică, Figura 5.22. Acest aspect se datorează scăderii componentei circumferențială a vitezei cu 25% la periferie pentru regimul de 920 rpm comparativ cu regimul de 990 rpm. Datorită acestei scăderi, curgerea principală este centrifugată semnificativ mai puțin spre periferie, iar zona de recirculare identificată din rezultatele numerice se diminuează.

Câmpul hidrodinamic mediat al componentelor meridionale și circumferențiale ale vitezei este surprins cu fidelitate de simularea numerică realizată. În alte cuvinte, din punct de vedere al câmpul hidrodinamic mediat, curgerea simulată numeric este aproape identică cu cea investigată pe standul experimental cu echipamentul 2D LDV. Odată cu scăderea turației rotorului, câmpul hidrodinamic este îmbunătățit în general, curgerea cu rotație și zona de stagnare sunt diminuate.
Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 145

5.6.2. Validarea pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de testare

Validarea presiunii nestationare la peretele sectiunii de testare s-a realizat pentru 3 regimuri de funcționare, 990, 960 și 870 rpm. A fost analizat semnalul de presiune nestationar corespunzător nivelului MG0, MG1, MG2 si MG3. Conform [61], în curgerea cu rotație la regimuri cu sarcină parțială, se identifică două tipuri de pulsații de presiune: (i) pulsații de tip piston și (ii) pulsații de tip rotativ. Componenta de tip piston acționează asemănător unei lovituri de berbec în tot traseul hidraulic, în timp ce componenta de tip rotativ acționează local, în zona unde are loc o mișcare de precesie a unei instabilități hidrodinamice (ex. vârtejul funie) [89]. Similar experimentului, pe fiecare nivel de măsură au fost setate 2 monitoare ale presiunii, acestea reprezentând condiția minimă pentru descompunerea semnalului pe componente [89]. A fost utilizată aceeași procedură de descompunere ca și cea utilizată în capitolul 4 pentru datele experimentale. Au fost obținute spectrele de putere Fourier ale semnalului nestationar înregistrat in simularea numerică pentru un timp de curgere de 5 secunde. Aceste rezultate au fost comparate cu date experimentale în Figura 5.23 – Figura 5.26. Datele sunt prezentate cu linie continuă, culoare deschisă pentru rezultatele obținute din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM, respectiv puncte (culoare închisă) pentru rezultatele experimentale.





(c) Figura 5.23. **Validarea spectrelor de Putere Fourier** din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. experiment (puncte) pentru regimurile la 990 (a), 960 (b) și 870 rpm (c) pe nivelul de măsură **MG0**



Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 147

(c) f [Hz] Figura 5.24. **Validarea spectrelor de Putere Fourier** din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. experiment (puncte) pentru regimurile la 990 (a), 960 (b) și 870 rpm (c) pe nivelul de măsură **MG1**



Figura 5.25 **Validarea spectrelor de Putere Fourier** din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. experiment (puncte) pentru regimurile la 990 (a), 960 (b) și 870 rpm (c) pe nivelul de măsură **MG2**



Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 149

Figura 5.26 **Validarea spectrelor de Putere Fourier** din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. experiment (puncte) pentru regimurile la 990 (a), 960 (b) și 870 rpm (c) pe nivelul de măsură **MG3**

Din Spectrele de Putere Fourier ale semnalului nestaționar de presiune la peretele secțiunii de testare din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM s-au obținut frecvențele predominante și amplitudinile asociate din curgerea la 990, 960 și 870 rpm. Acestea sunt reprezentate pentru nivelul MG0 în Figura 5.23, MG1 în Figura 5.24, MG2 în Figura 5.25 respectiv MG3 în Figura 5.26. vs. date experimentale. În acest fel, influența modificării turației asupra frecvenței și amplitudinii componentei de tip piston (pc) și rotativ (rc) este determinată din simulare numerică.

Validarea pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de testare - 150

Frecvența fundamentală a componentei de tip rotativ (rc) marcată cu roșu deschis pentru toate nivelurile de măsură și cea de-**a doua armonică** a acesteia **(2xrc)** au fost **identificate** din rezultatele **din simulare numerică**. Acesta se regăsește la 18.42Hz la turația de 990 ram, 17.62 Hz la turația de 960 rpm, respectiv 12.64 Hz la 870 rpm. Tendința de scădere identificată se datorează scăderii fluxului de moment tangențial prin scăderea turației rotorului. Sursa acestei componente este cauzată de mișcarea de precesie a instabilității centrale și la fel cum a fost arătat în capitolul 4, se manifestă și este captivă doar în zona divergentă a secțiunii de test. Acest aspect este cunoscut și din literatura de specialitate [161, 165]. Cea mai mare amplitudine a componentei frecvenței de tip rotativ (rc) se regăsește pe nivelul de măsură MG1 cu 3.3 kPa, la turația de 990 rpm Figura 5.24 (a), concluzie care reiese și din analiza datelor experimentale din capitolul 4.

Din datele obținute din simularea numerică a fost identificată frecvența fundamentală a componentei de tip piston (pc) marcată cu albastru pe spectrele de Putere Fourier, Figura 5.23 - Figura 5.26. Spre deosebire de componenta de tip rotativ care este captivă în sectiunea de test, componenta de tip piston se propagă asemănător unei lovituri de berbec în tot traseul hidraulic [161, 184]. Sursa acestei componente nu este bine identificată încă. Totuși, anumite observații contribuie la înțelegerea posibilei surse în curgeri monofazice [173]. Cele două surse afirmă din analiza rezultatelor numerice că mecanismul care generează componenta de tip piston este compresia – întinderea și saltul înapoi tip "bouncing back" al filamentului central de vârtej. Componenta de tip piston este identificată pentru regimurile investigate numeric turația de 870 și 960 rpm. Pentru regimul de 960 rpm, frecvența acestei componente se regăsește la 2.33 Hz pe nivelurile de măsură MG0 – MG2, Figura 5.23 - Figura 5.25 (b). La 870 rpm, frecvența de tip piston (pc) este identificată la 2.37 Hz pe toate nivelurile măsură, Figura 5.23 – Figura 5.26 (c). Cea mai mare amplitudine a componentei frecvenței de tip piston (pc) se regăsește pe nivelul superior MG1 cu 1.05 kPa, Figura 5.24 (c). Acest lucru sugerează faptul că sursa componentei de tip piston se află în partea superioară a secțiunii divergente de testare. Acest aspect va fi analizat în profunzime în capitolul 6 utilizând date numerice validate experimental.

Ultima etapă în validare datelor numerice constă în calculul abaterilor relative (reprezentate cu magenta pe graficele de abateri ale frecvențelor în Figura 5.27 cu relația 5.17 între datele numerice și cele experimentale.

$$\Delta_i[\%] = \frac{val_{exp} - val_{num}}{val_{exp}}$$
(5.17)

Unde Δ_i reprezintă abaterea relativă, val_{exp} reprezintă valoarea identificată din experiment (ex. frecvența de tip rotativ de 16.93 Hz la turația de 990 rpm), iar val_{num} reprezintă valoarea identificată din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (ex. frecvența de tip rotativ de 18.42 Hz la turația de 990 rpm). Abaterile relative au fost reprezentate pentru frecvențele predominante de tip rotativ (a) și piston (b) în funcție de turația rotorului în Figura 5.27.



Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 151



Simularea numerică a curgerii 3D nestaționare cu modelul RSM, supraestimează frecvența de rotație (rc) a curgerii pentru cele 3 regimuri investigate întru-un domeniu de abateri relative de 6.2-11.2%. Pe datele experimentale și pe datele numerice a fost utilizată relația liniară f(n) = a * n + b pentru a evidenția tendințele. Parametrii de fit sunt prezentați în legenda graficului. Se observă că tendința de scădere a frecvenței de tip rotativ din Figura 5.27 (a) este estimată corect de simularea numerică comparativ cu experimentul. Aceasta scade odată cu scădere turației rotorului de la 990 rpm la 870 rpm. Frecvența componentei de tip piston din curgere este subestimată cu 1.68% pentru regimul de 960 rpm și supraestimată cu 54% pentru regimul de 870 rpm, Figura 5.27 (b). Din simularea numerică tendința frecvenței de tip piston este invers proporțională cu turația rotorului, în timp ce din experiment aceasta scade odată cu scăderea turației conform f(n) = a * n + b, în care pentru rezultatele numerice a = -0.00044 și b = 2.756 și pentru experiment sunt a = 0.00983 și b = -6.991. Această analiză arată că simularea numerică amplifică frecvența de tip piston.

Prin validarea frecvențelor asociate curgerii s-a urmărit aprecierea capacităților simulării numerice 3D nestaționare cu modelul RSM de a surprinde componenta nestaționară a curgerii. Componenta nestaționară este datorată evoluției instabilității centrale (ex. vârtejul funie) și a fost studiată pentru regimuri la turația de 870, 960 și 990 rpm comparativ cu date experimentale. Precizia rezultatelor obținute este rezonabilă din punct de vedere al timpului de calcul și al resurselor alocate. Diferențele dintre rezultatele din simularea numerică și datele experimentale se datorează conservării parametrilor curgerii la interfețele de amestec, condițiilor la frontierele domeniilor de analiză și rețelei de discretizare utilizate. Rezultatele numerice ar putea fi îmbunătățite prin rafinarea rețelei de discretizare și cuplarea 3D nestaționară a tuturor domeniilor generatorului de vârtej.

5.7. Concluzii privind simularea numerică a curgerii peste generatorul de vârtej

Simularea numerică a curgerii în generatorul de curgere cu vârtej s-a realizat prin utilizarea pachetului software comercial Fluent 6.3 [179]. Am utilizat tehnica de

cuplare prin intermediul metodei interfeței de amestec [179] pentru a transfera curgerea între cele patru domenii ale generatorului de vârtej (suportul barelor profilate de susținere, paletaj statoric, paletaj rotoric și secțiune de testare convergent-divergentă). Schema de calcul iterativ utilizată este prezentată în Figura 5.28.



Figura 5.28. Schema de calcul iterativ utilizând metoda Interfețelor de Amestec în Generatorul de curgere cu vârtej

A fost realizat un calcul iterativ, care în direcția curgerii normale a fost transferat între domeniile de analiză prin intermediul celor trei componente de viteză $(v_a - viteza axială, v_u - viteza tangențială și v_r - viteza radială) precum și a mărimilor$ de turbulență (k și ω sau ε). În direcția opusă curgerii au fost impuse ca și condiții la limită presiunea statică (Pstatic) și mărimile de turbulentă (k și ω sau ε). Toate geometriile au fost discretizate cu rețele de elemente structurate. Domeniul suportului generatorului de vârtej, al statorului și al rotorului au fost simplificate în acord cu simetria geometrică și periodicitatea hidrodinamică a curgerii. Pe frontiera de intrare în suportului generatorului de vârtej a fost impusă viteza debitantă și mărimile de turbulență asociate curgerii de pe standul experimental. La frontiera de ieșire din secțiunea de test a fost impusă condiția de echilibru radial al distribuției de presiune. Pe domeniul suportului generatorului de vârtej și al statorului am calculat curgerea staționară absolută, pe cel al rotorului curgerea staționară relativă, iar pe cel al secțiunii de testare am calculat curgerea nestaționară absolută. Pentru simularea curgerii în domeniul suportului generatorului de vârtej, al paletajului statoric și al celui rotoric a fost utilizat modelul de turbulență $k-\omega$ deoarece problema curgerii în aceste geometrii este relativ simplă. Pentru domeniul secțiunii de testare a fost utilizat modelul RSM [177], care surprinde cu acuratețe ridicată detaliile câmpului hidrodinamic asociat curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de presiune.

Scopul simulărilor realizate în cadrul acestui capitol este de a valida metodologia de lucru și a utiliza rezultatele din simulare numerică în Capitolul 6 pentru studiul morfologiei vârtejului central la mai multe regimuri de funcționare. În acest sens, mai multe regimuri de curgere pentru generatorul de vârtej au fost investigate numeric, verificate și validate cu date experimentale din capitolul 4.

Prima verificare în ceea ce privește gradul de încredere în simulările numerice a constat în **verificarea conservării debitului și a fluxului de moment tangențial** la interfețele de amestec pentru 6 regimuri de funcționare de la 1020 la 800 rpm. Debitul și fluxul de moment tangențial sunt mărimi integrale care oferă o primă Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă - 153

imagine despre corectitudinea realizării calculului. Rezultatele analizelor arată faptul că **debitul este transferat cu o precizie de 0.043%**, iar **fluxul de moment tangențial este transferat cu o precizie de 3.5%**. Precizia transferului de informații globale la interfețele de amestec dintre domeniile de analiză se așteaptă să influențeze minim rezultatele obținute în calculul din secțiunea de test unde se dezvolta fenomenul investigat (vârtejul funie).

În continuare, am **validat câmpul mediat de viteze** și **câmpul nestaționar de presiune** din secțiunea de test. Câmpul mediat reprezentat de profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei a fost validat cu date experimentale după cum urmează:

- pe axa de măsură a ferestrei W0 la regimurile 990, 960, 920, 870 si 800 rpm;
- pe axa de măsură a ferestrei W1 la regimurile 990, 960, 920, 870;

• pe axa de măsură a ferestrei W2 la regimurile 990, 960, 920 rpm;

Profilul mediat al componentei meridionale obținut din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM pe fereastra W0 păstrează aproximativ aceeași distribuție pentru toate regimurile de funcționare, cu abateri neglijabile față de rezultatele experimentale. Profilul mediat al componentei circumferențiale, păstrează aceeași distribuție ca și cea din datele experimentale și scade cu 50% cu modificarea turației de la 990 la 800 rpm. **Rotația curgerii este diminuată cu 50% prin scăderea turației de la 990 rpm la 800 rpm pe axa de măsură a ferestrei W0.**

Profilele mediate ale componentei meridionale si circumferentiale ale vitezei obținute din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM pe fereastra W1 pentru gama de turații analizate, descriu cu precizie câmpul hidrodinamic mediat măsurat experimental. Toate valorile determinate experimental sunt reproduse de rezultatele numerice în limita benzii de fluctuație a rădăcinii medie pătratică a vitezei u_{RMS}. Prin scăderea turației de la 990 rpm la 870 rpm, zona de deficit de viteze meridionale centrală scade de la 0.3 la 0.1 din lungimea / axei de măsură. Mai mult, zona de deficit de viteze de la 990 rpm devine zonă de recirculare la regimul de 870, iar componentele meridionale ale vitezei au valori negative. Recircularea din zona centrală identificată la turația de 870 rpm poate crea prin natura ei un cadru favorabil evoluției axiale a instabilităților hidrodinamice. În ceea ce privește rotația curgerii, identificată de componenta circumferențială, aceasta scade cu până la 24% înspre zona de periferie a curgerii prin modificarea turației de la 990 rpm la 870 rpm pe axa de măsură a ferestrei W1. Similar, pe axa ferestrei optice de măsură W2, rotația curgerii este diminuată cu aproximativ 25% cu modificarea turației de la 990 rpm la 920 rpm din rezultate din simularea numerică.

Câmpul nestaționar de presiune a fost validat pe nivelul MGO, MG1, MG2 și MG3 de măsură prin compararea spectrelor de putere Fourier obținute din simularea numerică cu date experimentale. Frecvența de tip rotativ este identificată din rezultatele numerice la 18.42Hz, 17.62 Hz, și 12.64 Hz pentru turațiile de 990, 960 și 870 rpm. Cele mai mari abateri ale frecvenței componentei de tip rotativ sunt la turația de 960-990 rpm, ajungând până la 11.2 %. În ceea ce privește componenta frecvenței de tip piston, aceasta se regăsește în spectrele de putere Fourier doar pentru turațiile de 960, 920 și 870 rpm. Pentru regimul de 960 rpm, frecvența componentei de tip piston este estimată cu o precizie de 1.68%, iar pentru regimul de 870 rpm cu o precizie de 54%. Diferențele dintre frecvențele celor două componente provin din conservarea fluxului de moment tangențial care este transferat cu precizie de 3.5% prin interfața dintre domeniul de calcul al paletajului rotoric și cel al secțiunii de testare. Mai mult, soluționarea curgerii cu modelul RSM în sine contribuie la diferențele dintre rezultatele numerice și datele experimentale. Pentru îmbunătățirea rezultatelor numerice se recomandă simularea ful 3D nestaționară a curgerii în domeniu geometric al generatorului de vârtej (care ar conserva cu precizie maximă atât debitul cât și fluxul de moment tangențial) și discretizarea domeniului secțiunii de testare cu un număr mai mare de elemente (care ar contribuii la creșterea rezoluției).

Simularea numerică 3D nestaționară a curgerii cu modelul de turbulență RSM descrie rezonabil atât câmpul mediat de viteze cât și câmpul nestaționar de presiune. Tehnica utilizată este rezonabilă din punct de vedere al resurselor de calcul și al rezultatelor obținute. Drept urmare, rezultatele numerice vor fi utilizate în Capitolul 6 pentru analiza morfologiei vârtejului central și identificarea sursei componentei frecvenței de tip piston din curgerea cu rotație din generatorul de vârtej pentru mai multe regimuri de funcționare.

6. ANALIZA MORFOLOGIEI VÂRTEJULUI CENTRAL

Morfologia vârtejului funie face referire la modul în care vârtejul central se dezvoltă și manifestă la diferite regimuri de funcționare. Vârtejul funie este o instabilitate hidrodinamică care apare și se manifestă în centrul curgerilor decelerate cu rotație în gradient advers de presiune. Pentru cazul generatorului de curgere decelerată cu rotație care face obiectul acestui studiu, În funcție de numărul Reynolds,

Această morfologie poate face referire la poziția vârtejului central 3D în difuzoarele conice specifice turbinelor hidraulice. Parametrii care caracterizează pozitia si evolutia axială, Multe din referintele studiate prezintă calitativ din rezultate numerice forma și modul de evoluție al vârtejului central [17, 32, 47, 168]. Puține însă tratează subiectul și cantitativ, prin utilizarea unui model care să descrie matematic tendințele. Ciocan și Iliescu [185] utilizează un model cu 4 parametrii pentru a descrie filamentul de vârtej determinat experimental cu metoda 3D PIV al operarea turbinei hidraulice Francis la un regim cu debit partial. Parametrii intrinseci ai modelului utilizat de Ciocan si Iliescu [185] sunt: (i) raza punctului de început de pe butuc a vârtejului, (ii) poziția axială la butuc, (iii) pasul vârtejului și (iv) unghiul de înfășurare al vârtejului. Kuibin et al. [186], propune utilizarea unui model analitic pentru calcul pulsațiilor de presiune nestaționare la peretele secțiunii de test a generatorului de vârtej. Acesta pornește de la rezultate din simularea 2D axial simetrică a curgerii la un regim cu debit parțial printr-o turbină Francis pe care validează modelul analitic. Ulterior, determină parametrii care caracterizează centrul vârtejului central și îl reconstruiește cu ajutorul unui model de tip spirală care se înfășoară pe un con. Mai târziu, Stuparu și Resiga [173], utilizează un model 3D de tip spirală logaritmică cu 5 parametrii pentru descrierea filamentului vârtejului central obtinut din simulare numerică. Acestia utilizează date obtinute din simularea 3D nestationară a curgerii cu metoda SAS pentru turbulentă. Prin intermediul unei rutine cu o puternică fundație matematică [187], aceștia extrag cu ajutorul pachetului software Tecplot filamentul de vârtej. Cu ajutorul modelului propus, Stuparu si Resiga reconstruiesc spirala logaritmică 3D asociată filamentul central de vârtej extras din simularea numerică. Figura 6.1 prezintă rezultatele obtinute de cei doi autori pentru reconstrucția filamentului central de vârtej cu modelul 3D de tip spirală logaritmică.

156



Figura 6.1. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) și spirala logaritmică 3D reconstruită asociată filamentului central, Figură preluată din [173]

Așa cum poate fi observat în rezultatele prezentate, modelul propus reușește să surprindă prin coordonatele x,y,z și r forma și caracteristicile cantitative ale filamentului central. Drept urmare, această metodă va fi descrisă pe larg în continuare și utilizată pe datele numerice validate din generatorului de vârtej pentru a identifica sursa componentei de tip piston. Această componentă a fost identificată atât din datele experimentale măsurate în configurație dreaptă în secțiunea de testare a generatorului de vârtej din Capitolul 4, dar și din date numerice la aceleași regimuri de funcționare investigate în Capitolul 5.

6.1. Modelul matematic pentru descrierea spiralei elicoidale – vârtejul central

Pentru descrierea datelor obținute din simularea 3D nestaționară a curgerii din secțiunea de testare divergentă a generatorului de vârtej a fost utilizat modelul analitic propus de Stuparu și Resiga [173]. Analiza morfologiei curgerii cu acest model se referă la descrierea filamentului central al vârtejului funie format aval de rotorul unei mașinii hidraulice de tip turbină hidraulică Francis, Propeller ori a unui surogat a acestora în condiții de operare Structura sistemului de ecuații utilizat este după cum urmează:

$$\begin{cases} x(s) = a_0 + a_1 s\\ y(s) = (b_0 + b_1 s)sin[c_0 + c_1 ln(s + b_0/b_1)]\\ z(s) = (b_0 + b_1 s)cos[c_0 + c_1 ln(s + b_0/b_1)]\\ r(s) \equiv \sqrt{y(s)^2 + z(s)^2} = b_0 + b_1 s \end{cases}$$
(6.1)

În sistemul de ecuații 6.1, coordonata *s* este considerată raportat la vârful conului pe care se înfășoară spirala logaritmică, iar c_0 este schimbarea de fază corespondentă unghiului de precesie al spiralei [173]. Parametrii geometrici care descriu spirala 3D logaritmică sunt:

- b0/b1 locația vârfului conului corespondent s = 0;
- b1/a1 jumătate din unghiul conului γ ; tan $\gamma = b1/a1$;
- a0 originea arbitrară a coordonatei axiale;
- *c0* faza, unghiul de precesie;
- *c1* pasul spirei logaritmice;

B0/b1 – locația vârfului conului corespondent s = 0, b1/a1 – jumătate din unghiul conului și c1 – pasul spirei logaritmice sunt prezentați în Figura 6.2 pentru un pas de tip aleator din simularea numerică a curgerii din secțiunea de testare a generatorului de vârtej. Cu izo-presiune este prezentat pe aceeași figură vârtejul central.



Figura 6.2. Parametrii geometrici ai modelului spiralei logaritmice 3D la nivelul vârtejului central din simulare numerică validată experimental din secțiunea de testare a generatorului de vârtej

Pentru a obține raza de curbura (R_c) și raza de torsiune (R_t) spiralei 3D logaritmice au fost utilizate relațiile 6.2 respectiv 6.3 [173].

$$R_{c} = \frac{b_{1}\left(s + \frac{b_{0}}{b_{1}}\right)}{\sqrt{(1 - a_{1}^{2})(1 - a_{1}^{2} - b_{1}^{2})}}$$
(6.2)

158

$$R_t = \frac{b_1(s + \frac{b_0}{b_1})}{\sqrt{(1 - a_1^2 - b_1^2)}}$$
(6.3)

Pentru spirala logaritmică 3D este important de reținut faptul că raportul dintre R_c/R_t nu depinde de lungimea arcului deoarece $\frac{R_c}{R_t} = a_1/\sqrt{(1-a_1^2)}$, [173]. Parametrii acestui model sunt obținuți prin aplicarea acestuia pe coordonatele (s, x, y, z) care descriu filamentul de vârtej extras din simularea numerică 3D nestaționară a curgerii în secțiunea divergentă pentru mai multe puncte de funcționare. Metoda celor mai mici pătrate este utilizată pentru a obține convergența modelului matematic pe datele experimentale [188].

6.2. Selectarea regimurilor pentru analiza filamentului de vârtej central

Pentru regimurile la 920 și 870 rpm analizate numeric, a fost înregistrată variația presiunii la peretele secțiunii de testare pe nivelurile MG0, MG1, MG2 și MG3 în timp. Un exemplu de semnal înregistrat la regimul de 870 rpm prin intermediul unui monitor de presiune, pe nivelul MG0 este prezentat în Figura 6.3. Conform semnalului prezentat, fenomenul investigat se repetă cu o perioadă T de aproximativ 0.19 secunde. Drept urmare, pentru analiza filamentului central de vârtej au fost selectată o perioadă de 0.6 – 0.7 secunde pentru cele 3 regimuri analizate.



Figura 6.3. Exemplu de semnal nestaționar, periodic, înregistrat la peretele secțiunii de testare pentru 1.5 secunde la regimul de 870 rpm





Figura 6.4 Semnalul de presiune asociat perioadei de analiză selectate (linie continuă roșie) și punctele asociate pașilor de timp analizați (puncte albastre)

Filamentul central de vârtej și reconstrucția lui cu modelul spiralei logaritmice 3D -160

Acest procedeu de selecție a fost aplicat pentru regimurile din simularea numerică la turația de 800, 870 și 920 rpm a paletajului rotoric al generatorului de vârtej. Au fost selectați aproximativ 100 de pași de timp pentru fiecare regim investigat numeric.

6.3. Filamentul central de vârtej și reconstrucția lui cu modelul spiralei logaritmice 3D

Datele numerice selectate în etapa precedentă au fost in continuare utilizate pentru a identifica filamentul central de vârtej. Pentru a fi compatibile cu modelul matematic propus, filamentul central extras din simulare numerică a fost manipulat astfel:

- i. segmentele care nu sunt parte din filamentul central au fost eliminate;
- ii. au fost considerate doar punctele corespunzătoare creșterii continue a coordonatei axiale;

Pentru extragerea datelor privind centrul filamentului elicoidal de vârtej, a fost utilizată rutina FX_VORTEXCORE [187, 189], implementată în pachetul software TecPlot. Pentru a extrage filamentul central este utilizat tensorul gradientului de viteză calculat în fiecare celulă. S-au extras coordonatele x, y, z și r pentru centrului filamentului elicoidal de vârtej pentru pașii de timp selectați.

În continuare, pentru regimul de 870 rpm sunt prezentate rezultatele obținute cu modelul 3D al spiralei logaritmice la 6 pași de timp Figura 6.5 - Figura 6.10. Atât din fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) cât și din suprapunerea filamentului central de vârtej (marcat cu albastru) cu spirala logaritmică 3D reconstruită (marcată cu roșu) se observă o bună reproducere a datelor numerice prin intermediul modelului propus de Stuparu și Resiga [173].



Figura 6.5. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) și spirala logaritmică 3D reconstruită asociată filamentului central din generatorul de vârtej la regimul de 870 rpm la pasul de timp 19.2707 secunde

Analiza morfologiei vârtejului central - 161



Figura 6.6. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) și spirala logaritmică 3D reconstruită asociată filamentului central din generatorul de vârtej la regimul de 870 rpm la pasul de timp 19.3007 secunde



Figura 6.7. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) și spirala logaritmică 3D reconstruită asociată filamentului central din generatorul de vârtej la regimul de 870 rpm la pasul de timp 19.3457 secunde



Figura 6.8. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) și spirala logaritmică 3D reconstruită asociată filamentului central din generatorul de vârtej la regimul de 870 rpm la pasul de timp 19.3832secunde



Filamentul central de vârtej și reconstrucția lui cu modelul spiralei logaritmice 3D -162

Figura 6.9. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) și spirala logaritmică 3D reconstruită asociată filamentului central din generatorul de vârtej la regimul de 870 rpm la pasul de timp 19.4282 secunde



Figura 6.10. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru x(s), y(s), z(s) și r(s) și spirala logaritmică 3D reconstruită asociată filamentului central din generatorul de vârtej la regimul de 870 rpm la pasul de timp 19.4732 secunde

Aceeași procedură a fost aplicată pentru toți pașii de timp selectați pentru fiecare regim de operare al generatorului de vârtej investigat numeric. Au fost analizate date pentru regimul de 800, 870 și 920 rpm. La regimul de 800 rpm, componenta frecvenței de tip piston nu mai este identificată în spectrele de putere Fourier obținute din analiza datelor experimentale. Așadar, acest regim de operare va fi studiat comparativ cu cel de 870 și 920 rpm cu scopul de a identifica componentele curgerii care generează amplitudinea de tip piston de frecvență joasă. Se va analiza morfologia și evoluția filamentului central cu scopul de a înțelege care sunt parametrii sursă a componentei de tip piston. În experiment, amplitudinea maximă a acestei componente a fost identificată pe nivelurile superioare.

6.4. Analiza parametrilor asociați spiralei logaritmice 3D

Parametrii geometrici care descriu spirala 3D logaritmică sunt: b0/b1 – locația vârfului conului corespondent s = 0, b1/a1 – jumătate din unghiul conului γ ; tan $\gamma = b1/a1$, a0 – originea arbitrară a coordonatei axiale, c0 – faza, unghiul de precesie și c1 – pasul spirei logaritmice. Acești parametrii au fost obținuți pentru mai mult de 100 de pași de timp pentru fiecare regim de funcționare. Ținta acestor investigații este de a cuantifica fluctuația maximă a parametrilor în funcție de regimul de funcționare. Această fluctuație este dată de amplitudinea maximă a funcției periodice din ec. 6.4:

$$f(t) = F_0 + F_1 \sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + F2\cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right)$$
(6.4)

unde F_0, F_1, F_2 sunt obținuți prin fitarea datelor numerice, iar $T = \frac{1}{f}$ este perioada asociată frecvenței de tip piston și rotativ pentru regimurile analizate în capitolul 5. Amplitudinea F este calculată cu relația $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$ pentru toate regimurile analizate. Pentru a identifica variația parametrilor în raport cu funcția periodică din ec. 6.4, pentru turația de 800 rpm unde componenta frecvenței de tip piston are valori neglijabile, a fost impusă perioada T în acord cu cea mai apropiată perioadă asociată frecvenței de tip piston identificată. Cu linie de culoare albastră este prezentat fitul care descrie evoluția parametrului (ex. γ) în raport cu perioada asociată frecvenței de tip piston, iar cu roșu pentru perioada asociată frecvenței de tip rotativ.

Turația rotorului [rpm]	T – tip piston [s]	T – tip rotativ [s]	
800	Neglijabilă - 0.421	0.1	
870	0.421	0.0789	
920	0.42	0.0667	

Tabelul 6.1. Perioada asociată frecvenței de tip piston și rotativ identificate din rezultate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM validată cu date experimentale

Frecvențele fundamentale considerate pentru stabilirea perioadei T din funcția periodică din ec. 6.4, au fost identificate în spectrele de putere Fourier prezentate în capitolul 5. Acestea au fost utilizate pentru calcul perioadei T prezentată în tabelul 6.1. Pentru funcția periodică selectată s-au considerat atât perioada (T=1/f) asociată frecvenței sincron de tip piston (marcată cu albastru) cât și cea asociată frecvenței de tip rotativ (marcată cu roșu). Coeficienții funcției periodice 6.4. obținuți din fitarea datelor numerice sunt prezentați în tabelul 6.2-6.5 alături de amplitudinea lor calculată cu relația $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$.

Analiza parametrilor asociați spiralei logaritmice 3D -



Figura 6.11. Parametrii geometrici care descriu spirala 3D logaritmică, a0 – originea arbitrară a coordonatei axiale b0/b1 – locația vârfului conului corespondent s = 0, c0 – faza, unghiul de precesie, c1 – pasul spirei logaritmice și b1/a1 – jumătate din unghiul conului γ ; tan $\gamma = b1/a1$ pentru regimul de 800 rpm investigat numeric

Analiza morfologiei vârtejului central - 165



Figura 6.12. Parametrii geometrici care descriu spirala 3D logaritmică, a0 – originea arbitrară a coordonatei axiale b0/b1 – locația vârfului conului corespondent s = 0, c0 – faza, unghiul de precesie, c1 – pasul spirei logaritmice și b1/a1 – jumătate din unghiul conului γ ; tan $\gamma = b1/a1$ pentru regimul de 870 rpm investigat numeric



Figura 6.13. Parametrii geometrici care descriu spirala 3D logaritmică, a0 – originea arbitrară a coordonatei axiale b0/b1 – locația vârfului conului corespondent s = 0, c0 – faza, unghiul de precesie , c1 – pasul spirei logaritmice și b1/a1 – jumătate din unghiul conului γ ; tan $\gamma = b1/a1$ pentru regimul de 920 rpm

Urmărind tendința evidențiată ec. 6.4, cu perioada asociată frecvenței de tip piston (marcat cu albastru) pe toate datele numerice analizate se observă că parametrii b_0/b_1 , c_0 , c_1 evoluează în aceeași fază pentru toate regimurile analizate. Semi-unghiul γ variază în opoziție de fază cu ceilalți parametrii investigați pe perioada asociată frecvenței de tip piston, mai puțin la regimul de 870 rpm.

Parametrul a0 – este originea arbitrară a coordonatei axiale. Aceasta fluctuează în jurul unei valori medii pentru toate regimurile analizate. Pentru regimurile investigate de 800, 870, 920 rpm acest parametru are valori de 0.05, 0.13, 0.018, respectiv 0.08. Cea mai mare valoare a originii arbitrare dată de a0 este la turația de 870 rpm.

Parametrul b₀/b1 – oferă poziția vârfului conului pe care se înfășoară spirala logaritmică. Valorile mici ale acestui parametru semnalează că apropierea vârfului conului față de partea superioară a secțiunii de testare (ogivă – reper relativ), iar valorile mari depărtarea față de același reper. Conform fitului realizat cu funcția periodică (ec. 6.4), vârful conului evoluează de-a lungul axei conului secțiunii de testare de-a lungul perioadelor asociate frecvenței de tip piston pentru toate regimurile analizate. Într-o perioadă T de frecvență joasă, vârful conului are o evoluție completă.

Parametrul c₀ – este parametrul care corespunde fazei unghiului de precesie al filamentului central. Ecuația periodică fitate pe datele experimentale arată că faza fluctuează cu perioada asociată frecvenței de tip piston de joasă frecvență. În prima jumătate a perioadei asociate frecvenței de tip piston mișcarea de precesie a instabilității centrale este decelerată, iar în cea de-a doua jumătate este accelerată. Același efect este prezent în toate analizele efectuate cu excepția celor la regimul de 800 rpm turație a rotorului generatorului de vârtej. La acest regim, din regimurile selectate pentru analiză a fost surprinsă faza care este accelerată în prima jumătate a perioadei asociate frecvenței de tip piston respectiv decelerată în cea de-a doua jumătate. Oricum, tendințele sunt aceleași doar faza surprinsă este diferită. Din datele analizate rezultă că odată cu apropierea vârfului conului de ogivă (dată de parametrul b₀/b1), mișcarea de precesie a vârtejului central (descrisă de parametrul c₀) este decelerată.

Parametrul c₁ – este parametrul care oferă pasul spirei logaritmice. Deci, în alte cuvinte, parametrul c₁ oferă alungirea sau compresia spirei logaritmice. Valorile mici ale parametrului c₁ semnalează o spirală întinsă, cu pas mare, în timp ce valorile mari ale acestuia semnalează o spirală comprimată, cu pas mic. Și acest parametrul are o evoluție completă în concordanță cu perioada asociată frecvenței de tip piston.

Parametrul γ – este jumătate din unghiul pe care se înfășoară filamentul central. Acest unghi este obținut din raportul $tan(\gamma)=b_1/a_1$. Funcția periodică (ec. 6.4), a fost utilizată pe datele numerice pentru a evidenția tendințele. Dacă primii parametrii prezentați variază au aceeași tendință în timp, parametrul γ are o variație inversă comparativ cu restul parametrilor investigați. Unghiul γ se mărește odată cu deplasarea dată de vârfului conului (b₀/b1) dinspre amonte în aval. Această mișcare se petrece într-o perioadă asociată frecvenței de tip piston pentru toate datele numerice analizate.

Raportul rc/rt – Raportul rc/rt identifică curbura în raport cu torsiunea filamentului central. Funcția periodică (6.4) a fost utilizată pe datele obținute pentru a evidenția tendințele în raport cu timpul pentru cele 3 regimuri analizate. Într-o perioadă asociată componentei de tip piston, acest parametru are o evoluție completă. Oricum, pentru o mai bună imagine se recomandă analiza unei perioade mai mari de timp de curgere.

Din datele analizate la regimul de 870 rpm rezultă că în prima jumătate a perioadei asociate frecvenței de tip piston (\approx 0.21 s):

- <u>vârfului conului se depărtează de ogivă (</u>mișcare descrisă de parametrul b₀/b1),
- <u>miscarea de precesie</u> a vârtejului central (descrisă de parametrul c₀) <u>este decelerată</u>,
- <u>pasul spirei logaritmice</u> (descris de parametrul c₁) <u>scade</u>, iar
- <u>unghiul</u> pe care se înfășoară filamentul central (descris de parametrul γ) <u>crește</u>.

În a doua jumătate a perioadei de tip piston, vârful conului se apropie de ogivă, mișcarea de precesie se accelerează, pasul spirei crește, iar unghiul conului pe care se înfășoară spira scade. Acest mecanism se repetă cu frecvența joasă asociată componentei de tip piston pentru regimul de 870 rpm. Evoluția completă a filamentului central pe o perioadă de 0.421 secunde asociată frecventei de tip piston este prezentată în Figura 6.14.



Figura 6.14. Morfologia vârtejului central la regimurile 870 rpm pe o perioadă de 0.421 secunde asociată componentei de tip piston

Din datele analizate la regimul de 920 rpm rezultă că în prima jumătate a perioadei asociate frecvenței de tip piston:

- <u>vârfului conului se apropie de ogivă</u> (mișcare descrisă de parametrul b₀/b1),
- <u>mișcarea de precesie</u> a vârtejului central (descrisă de parametrul c₀) <u>este decelerată</u>,
- pasul spirei logaritmice (descris de parametrul c1) creste,
- <u>unghiul</u> pe care se înfășoară filamentul central (descris de parametrul γ) <u>creste</u>.

În a doua jumătate a perioadei de tip piston, vârful conului se depărtează de ogivă, mișcarea de precesie se accelerează, pasul spirei scade, iar unghiul conului pe care se înfășoară spira scade. Acest mecanism se repetă cu frecvența joasă asociată componentei de tip piston pentru regimurile de 920 rpm. Evoluția completă a filamentului central pe o perioadă de 0.42 secunde asociată frecventei de tip piston la regimul de 920 rpm este prezentată în Figura 6.15.

Analiza morfologiei vârtejului central - 169



Figura 6.15. Morfologia vârtejului central la regimurile de 920 rpm pe o perioadă de 0.42 secunde asociată componentei de tip piston

Tabelul 6.2	. Coeficienții	funcției p	eriodice din e	c. 6.3 din fit	pentru para	ımetrul b₀/b 1	care cuantifică
locația vârf	ului conului	corespon	dent <i>s=0</i>				

800 rpm	b_0/b_1 , T=1/fp	$b_0/b_1, T=1/fr$
F0	0.03158	0.03128
F1	-0.00253	0.00162
F2	0.00341	-0.003
Amplitudinea	0.00424606	0.00341
870 rpm	$b_0/b_1, T=1/fp$	$b_0/b_1, T=1/fr$
FO	0.03654	0.0397
F1	0.01129	0.00091
F2	-0.01567	0.00571
F	0.01931354	0.00578
920 rpm	$b_0/b_1, T=1/fp$	$b_0/b_1, T=1/fr$
FO	0.01737	0.01828
F1	0.00919	-0.00367
F2	-0.0041	0.00217
F	0.01006311	0.00426

Tabelul 6.3. Coeficienții funcției periodice din ec. 6.3 din fit pentru parametrul c0 care cuantifică faza, unghiul de precesie al spirei logaritmice

800 rpm	c _o , T=1/fp	$c_{0r} T=1/fr$
FO	-1.2787	-1.48049
F1	-2.068	1.31772
F2	1.596	0.1648
Amplitudinea	2.61225	1.32799
870 rpm	c _o , T=1/fp	c_{0r} T=1/fr
FO	-8.79	-8.461
F1	-1.115	-0.2035
F2	3.185	-0.314
Amplitudinea	3.37453	0.37418
920 rpm	c ₀ , T=1/fp	c_{0r} T=1/fr
FO	-7.4172	-7.254
F1	1.5991 0.78687	
F2	-1.967	0.474

Tabelul 6.4. Coeficienții funcției periodice din ec. 6.3 din fit pentru parametrul c_1 care cuantifică pasul spirei logaritmice

800 rpm	<i>c</i> ₁ , <i>T</i> =1/fp	$c_{1}, T=1/fr$
FO	6.249	6.2074
F1	-0.694	0.41945
F2	0.3903	-0.11235
Amplitudinea	0.79622	0.43424
870 rpm	c1, T=1/fp	$c_{1}, T=1/fr$
FO	2.455	2.63144
F1	0.1426	0.0727
F2	1.4387	0.3672
F	1.44575	0.37433
920 rpm	<i>c</i> ₁ , <i>T</i> =1/fp	$c_{1}, T=1/fr$
FO	2.617	2.70188
F1	0.787	0.00472
F2	-0.998	0.04188
F	1.27097	0.04215

Tabelul 6.5. Coeficienții funcției periodice din ec. 6.3 din fit pentru parametrul care cuantifică jumătate din unghiul conului spirei logaritmice

800 rpm	γ, T=1/fp	γ, <i>T</i> =1/fr
FO	16.7936	16.7937
F1	-1.62071	-0.3852
F2	-0.4137	-0.06279
Amplitudinea	1.67268	0.39028
870 rpm	γ, T=1/fp	γ, <i>T</i> =1/fr
FO	18.989	19.483
F1	4.455	0.6884
F2	0.804	-0.0693
F	4.52697	0.69188
920 rpm	γ, <i>T</i> =1/fp	γ, <i>T</i> =1/fr
FO	20.223	19.788
F1	-4.714	0.1801
F2	1.1533	0.3155
F	4.85303	0.36329

Valorile medii ale parametrilor care descriu poziția vârfului conului – b0/b1, unghiul de precesie – c0, pasul spirei logaritmice c1 și unghiul pe care se înfășoară conul – γ și raportul rc/rt sunt prezentate în funcție de turație în Figura 6.16. Pe punctele numerice sunt prezentate cu bare verticale excursiile parametrilor date de amplitudinea calculată cu relația $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$.

170

Analiza morfologiei vârtejului central - 171



Figura 6.16. Evoluția parametrilor care caracterizează filamentul central de vârtej cu turația rotorului de la 800 rpm la 920 rpm

Locația vârfului conului b0/b1 este un parametru corelat cu apexul zonei de stagnare. A fost arătat că prin scăderea turației rotorului generatorului de vârtej, este diminuat fluxul de moment tangențial. Așadar, apexul zonei de stagnare se deplasează în jos prin scăderea fluxului momentului tangențial cu scăderea turației rotorului de la 920 la 800 rpm. Evoluția zonei de stagnare maximă în raport cu valoarea medie, dată de amplitudinea F, este maximă pentru regimul de 870 rpm, urmată de regimul de 920 rpm. Cea mai mică evoluție axială a apexului zonei de stagnare este la turația de 800 rpm. Datorită fluxului de moment tangențial relativ

scăzut în raport cu celelalte două regimuri investigate, la acest regim curgerea este mai stabilă.

A fost arătat că mecanismul de întindere și compresie al spirei logaritmice dat de pasul spirei logaritmice c1 variază după perioada asociată frecvenței de tip piston. La operarea pe domeniu de la 920 la 800 rpm, pasul spirei logaritmice evidențiază o ușoară tendință de scădere. Mai mult, amplitudinea maximă este identificată la regimul de 870 rpm, urmat de 920 rpm respectiv 800 rpm.

Evoluția valorii medii a unghiului conului cu turația este aproximativ constantă. Amplitudinea acesteia variază însă pentru regimul la turația de 870 și 920 rpm de la aproximativ 60° la 10° respectiv 32° la 18° după o perioadă asociată componentei de tip piston.

Evoluția fenomenului de curbare și torsionare a spirei logaritmice cu modificarea turației de la 920 la 800 rpm evidențiază o tendință de scădere. Similar evoluției celorlalți parametrii discutați mai sus, cea mai mică amplitudine a acestuia în raport cu valoarea medie este la regimul asociat turației de 800 rpm. Cea mai mare amplitudine este evidențiată pentru regimul la turația de 870 rpm, aspect care semnalează că efectul de întindere și torsiune a filamentului central este la acest regim. După cum a fost arătat în Figura 6.11-Figura 6.13 pentru regimurile de la 800 la 920 rpm, evoluția completă a acestui fenomen este după perioada asociată frecvenței de tip piston.

Componenta de tip piston din curgerea decelerată cu rotație în gradient advers de presiune în configurație dreaptă în conul tubului de aspirație al generatorului de vârtej este generată de mecanisme complexe care conlucrează. Cele mai evidente evoluții subliniate de rezultatele obținute sunt pentru locația vârfului conului, a unghiului conului precum și a mecanismului de întindere și torsionare a filamentului central care evoluează complet după perioada asociată componentei de tip piston.

6.5. Concluzii privind analiza morfologiei vârtejului central

În acest capitol a fost extinsă investigarea hidrodinamicii curgerii prin intermediul simulării numerice a curgerii 3D incompresibile, validate experimental în generatorul de vârtej. A fost identificat vârtejul central și morfologia acestuia în timp pentru regimuri de funcționarea la 800, 870 și 920 rpm.

Filamentul asociat vârtejului central a fost extras pentru aproximativ 100 de pași de timp pentru fiecare regim de funcționare analizat. Filamentul asociat vârtejului central a fost reconstruit prin intermediul modelului 3D al spiralei logaritmice [173]. Suprapunerea parametrilor geometrici ce caracterizează cantitativ structura 3D a filamentului central extras din simulare numerică și cel reconstruit cu modelul selectat evidențiază capacitățile modelului utilizat. Formațiunea și evoluția macroscopică a vârtejului central este bine surprinsă. Au fost obținuți parametrii ce descriu cantitativ: locația vârfului conului corespondent s = 0 - b0/b1 care poate fi asociat cu apexul zonei de stagnare, jumătate din unghiul conului γ ; tan γ = b1/a1, originea arbitrară a coordonatei axiale – a0, faza, unghiul de precesie – c0 respectiv pasul spirei logaritmice c1. Acești parametrii au fost obținuți pentru o evoluție a vârtejului central pentru 0.7 secunde la regimurile asociat turației rotorului de 800 și 870 rpm, respectiv 0.42 secunde la regimul asociat turației de 920 rpm. Funcția periodică dată de ec. 6.4 este utilizată pentru a evidenția tendințele acestor parametrii in timp pe datele obținute pentru fiecare parametru (mai puțin cel ce descrie originea arbitrară a coordonatei axiale a0) pentru fiecare regim de funcționare investigat.

Au fost evidențiate tendințele parametrilor pe perioada asociată frecvenței de tip piston respectiv pe perioada asociată frecvenței de tip rotativ. Din literatura de specialitate se cunoaște că sursa componentei de tip rotativ este mișcarea de precesie a vârtejului central [3]. Sursa componentei de tip piston este încă dezbătută [173, 190], cu atât mai puțin evidențiată pentru mai multe regimuri de operare. Din acest motiv, majoritatea analizelor realizate în continuare se concentrează pe a evidenția mecanismele ce pot genera pulsații de tip piston într-o curgere decelerată cu rotație în gradient advers de presiune în configurație dreaptă.

La regimul de 870 rpm, locația vârfului conului, jumătate din unghiul conului, faza, unghiul de precesie și pasul spirei logaritmice au o evoluție completă pe o perioada asociată componentei de tip piston. Tendințele evidențiate astfel sunt în aceeași fază, iar evoluția vârtejului central în prima jumătate a perioadei asociată componentei de tip piston poate fi explicată după cum urmează:

- vârfului conului se apropie de ogivă (mișcare descrisă de parametrul b₀/b1),
- <u>mișcarea de precesie</u> a vârtejului central (descrisă de parametrul c₀) <u>este</u> <u>decelerată</u>,
- pasul spirei logaritmice (descris de parametrul c1 mare) se comprimă, iar
- <u>unghiul</u> pe care se înfășoară filamentul central (descris de parametrul γ) <u>scade</u>.
- <u>Raportul dintre curbura și torsiunea filamentului creste, semnalând un filament central ce se alungește.</u>

În a doua jumătate asociată componentei de tip piston, vârful conului se apropie de ogivă, mișcarea de precesie se accelerează, pasul spirei se alungește, unghiul conului pe care se înfășoară spira crește, iar raportul dintre curbura și torsiunea filamentului evidențiază o mișcare de comprimare a spirei. Acest mecanism este reluat cu o frecvență de 2.37 Hz asociată perioadei de tip piston.

Pentru regimurile la turațiile de 800 și 920 rpm, tendința evidențiată de funcția periodică pentru unghiul pe care se înfășoară filamentul central este în opoziție de fază, deci mecanismul de evoluție se deosebește doar prin evoluția unghiului care crește când vârful conului se apropie de ogivă și scade atunci când se depărtează. Oricum, tendințele evidențiate de funcția perioadă arată că mecanismul se reia după perioada asociată componentei de tip piston.

Valorile medii ale parametrilor analizați mai sus au fost apoi extrase de pe datele obținute cu funcția periodică dată de ec. 6.4 și au fost reprezentați în funcție de turația rotorului. Amplitudinea acestora a fost calculată și reprezentată sub forma benzii de variație. Cu modificarea turației de la 920 la 800 rpm, locația vârfului conului se deplasează în aval, pasul spirei logaritmice scade, unghiul pe care se înfășoară vârtejul central rămâne aproximativ constant, iar mecanismul de întindere și torsionare al spirei logaritmice scade. Amplitudinile cele mai mici în raport cu valoarea medie pentru parametrii prezentați mai sus sunt la regimul asociat turației de 800 rpm, iar cele mai mari pentru regimul de 870 rpm. Mecanismul ce generează pulsația de tip piston este un mecanism combinat de evoluție a unghiului conului, care evoluează de la 10° la 60°, a locației vârfului conului care variază de la 0 la 0.16 - b0/b1 și a întinderii și torsionării spirei logaritmice. Acest mecanism are o evoluție completă pe o perioadă de aproximativ 0.42 secunde asociată pulsației de tip piston.

7. ANALIZA CÂMPULUI HIDRODINAMIC ȘI INFLUENTA GEOMETRIEI COTULUI ASUPRA FRECVENTEI PISTON INDUSĂ

7.1. Introducere

Tubul de aspirație al turbinelor hidraulice include 3 elemente: conul tubului de aspiratie, cotul tubului de aspiratie si difuzorul tubului de aspiratie. Curgerea în conul tubului de aspirație a fost tratată în capitolele 4, 5 și 6. În acest capitol este utilizată frâna magneto-reologică studiată curgerea la interactiunea cu cotul simplificat al tubului de aspirație. Nu a fost considerat așadar un difuzor la ieșirea din cot. Pentru a sublinia diferențele dintre geometria tubului de aspirație al turbinei GAMM și cel investigat, este prezentată distribuția ariei adimensională a secțiunilor transversale funcție de coordonata curbilinie adimensională de-a lungul tubului de aspiratie în Figura 7.1. Cu negru este prezentată distribuția pentru tubul de aspirație al turbinei Francis GAMM, adaptată după Ciocan et. al [191], iar cu roșu este prezentată pentru generatorul de vârtej utilizat în investigațiile realizate în teza de doctorat. Pentru turbina Francis GAMM aria secțiunilor transversale este strict crescătoare de la intrare la ieșirea din tubul de aspirație. Pentru generatorul de vârtej aria sectiunilor transversale este strict crescătoarea doar în zona conului tubului de aspirație, după care este constantă de-a lungul cotului. În cazul generatorului de vârtej nu există montat un difuzor la iesirea din cot, iesirea din acesta făcându-se direct în conducta aval de aceeași arie a secțiunii transversale cu cea a cotului.



Figura 7.1. Distribuția ariilor adimensionale a secțiunilor transversale în funcție de coordonata curbilinie adimensională în lungul tubului de aspirație de la intrare la ieșire pentru turbina Francis GAMM (negru) și generatorul de vârtej (roșu).

Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 175

Cotul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice cu reacțiune (ex. Francis, Kaplan și turbine propeller) de cădere medie și joasă este o componentă cheie a acestora. Alături de conul tubului de aspirație, rolul acestuia este de a converti energia cinetică reziduală de la ieșirea din rotor, în energie potențială de presiune [39] Acest concept de proiectare a fost considerat începând cu anii `80 [192]. Mai mult decât atât, permite plasarea turbinei deasupra nivelului apei din bazinul aval fără pierdere a căderii [41, 193, 194]. În funcție de tipul și dimensiunea turbinei hidraulice, forma și dimensiunea cotului conului tubului de aspirație diferă [42, 43].

În zilele noastre, sectorul hidroenergetic, reprezentat de turbinele hidraulice, are cel mai mare aport în reglajul rețelelor electrice pentru compensare fluctuațiilor de putere din rețea induse de utilizarea energiei din alte surse regenerabile precum eolian și solar [14, 195, 196]. Așa cum a fost prezentat și discutat în capitolul 1, atunci când sunt operate pentru reglaj, turbinele hidraulice cu reacțiune (Francis și Propeller) sunt puternic afectate de fenomene nestaționare însoțite de pulsații de presiune [61, 63]. Aceste instabilități sunt datorate energiei cinetice reziduale din avalul rotorului [197]. Datorită faptului că aceste fenomene afectează buna funcționare a turbinelor hidraulice precum și timpul de viață a acestora, o serie de tehnici și metode de control au fost propuse [3, 192].

Interacțiunea curgerii la debite parțiale cu cotul tubului de aspirație este întâlnită în literatură sub denumirea de *"draft tube surge*" [5, 24, 25, 59, 60, 198, 199]. Rheingans [24] a asociat consecințele acestui fenomen cu oscilații puternice ale energiei electrice la generatorul mașinii cunoscute ca și *"power swing*". În curgerea prin turbina hidraulică la operarea cu debite parțiale, Nishi et al. [20-22] discriminează două tipuri de pulsații de presiune (asincronă/tip rotativ și sincronă/tip piston). Cunoașterea acestor tipuri de frecvențe și manifestarea lor este de interes deoarece ele pot interacționa cu alte frecvențe fundamentale ajungând chiar la rezonanță [8]. Componenta rotativă a pulsației de presiune este o consecință locală a mișcării de precesie a instabilității centrale (ex. vârtejul central) care se manifestă doar în zona conică a cotului de aspirație [15]. Componenta de tip piston se manifestă asemănător unei lovituri de berbec și acționează de-a lungul întregului traseu hidraulic [171]. Această componentă este o consecință a interacțiunii curgerii cu rotație cu cotul tubului de aspirație [20-22].

Scopul investigațiilor prezentate în continuare este de a studia interacțiunea curgerii cu rotație cu trei geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație montate aval de conul secțiunii de testare a generatorului de vârtej. Aceste investigații au fost realizate la mai multe regimuri de operare obținute prin control magneto-reologic al turației rotorului generatorului de vârtej. Regimurile de curgere corespund condițiilor de sarcină parțială din turbina hidraulică Francis Flindt [11].

7.2. Geometriile simplificate ale cotului tubului de aspirație

Așa cum a fost amintit în subcapitolul anterior, pentru studiul răspunsului dinamic al traseului hidraulic la interacțiune curgerii cu cotul, au fost utilizate 3 geometrii simplificate de coturi: (a) HE90 – cot simplificat ascuțit de 90°, (b) SHE74 – cot simplificat ascuțit de 74°, Figura 7.2. S-a urmărit influența geometriei asupra câmpului de presiune nestaționar la peretele secțiunii de test. Din investigațiile realizate se cunoaște că cu cât este mai compactă geometria tubului de aspirație, cu atât sunt mai reduse consecințele interacțiunii curgerii decelerată cu vârtej cu geometria cotului, Muntean et al. [165]. Din acest

Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 90 (HE90) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic - 176

motiv, investigațiile au fost realizate prin montajul celor 3 geometrii simplificate ale cotului, imediat după conul secțiunii de testare.



Figura 7.2. Configurațiile geometrice investigate: (a) cotul simplificat ascuțit de 90° (**HE90**), (b) cotul simplificat ascuțit de 74° (**SHE74**) și (c) cotul simplificat teșit de 74° (**ME74**)

Geometria cotului HE90 este o geometrie asemănătoare celor existente în centralele hidroelectrice instalate între 1910-1940 [50, 51]. Geometria cotului de 74° este o geometrie simplificată asociată tuburilor de aspirație din centralele hidroelectrice subterane instalate între 1960-1980 existentă în centralele proiectate și instalate la nivelul anilor 1960 [43, 63]. Aceste geometrii au fost selectate pentru utilizarea în centrale datorită soluțiilor constructive care oferă implementarea facilă în șantier și investiții reduse [165].

7.2.1.Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 90° (HE90) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic

Scopul acestor investigații este de a studia răspunsul dinamic al interacțiunii curgere – cot la mai multe regimuri de funcționare obținute prin control magnetoreologic. Câmpul nestaționar de presiune este analizat utilizând aceleași echipamente experimentale și metodologie de lucru pentru obținerea Spectrelor de Putere Fourier 0prezentate în Capitolul 4. Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 177

Primul caz analizat a fost cel în care a fost montat cotul simplificat ascuțit de 90° (HE90). Spectrele de Putere Fourier ale semnalului de presiune descompus pe nivelul de măsură MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c) și MG3 (d) la turația de 984 rpm cu geometria HE74, fără frânare magneto-reologică, sunt prezentate în Figura 7.3. Componenta de tip piston (albastru) și cea de tip rotativ (rosu) sunt identificate în Spectrele de Putere Fourier.





Din analiza spectrelor de putere ale semnalului de presiune măsurat pe cele 5 niveluri de măsură la turația de 984 rpm se disting 2 frecvențe dominante: o frecvență de tip rotativ în jurul valorii de fr=16.56 Hz (cauzată de mișcarea de precesie a instabilității centrale) și o frecvență de tip piston în jurul valorii de fp=7.96 Hz (cauzată de interacțiunea curgerii cu geometria cotului HE90). Amplitudinea Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 90 (HE90) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic - 178

cauzată de precesia instabilității centrale (ex. vârtejul central) are o amplitudine maximă pe nivelurile de măsură MGO și MG1, cu 1.86 kPa respectiv 1.81 kPa, Figura 7.3a,b. Aceasta amplitudine scade în aval pe nivelurile MG2 și MG3. Interacțiunea curgerii cu geometria cotului HE90 cuantificată in componenta de tip piston este identificată pe toate nivelurile de măsură, având o amplitudine care variază de la 0.382 kPa pe MG3 până la 0.42 kPa pe MG0. Identificarea frecvenței de tip piston fp=7.96 Hz pe nivelul AM cu o amplitudine de 0.349 kPa sugerează propagarea în amonte.

În continuare, sunt prezentate diagramele 3D de tip cascadă ale spectrelor de putere pentru semnalul descompus, măsurat pe nivelurile de măsură MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) cu geometria cotului HE90 la 7 regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic, Figura 7.4.

Se remarcă faptul că frecvența componentei de tip piston (marcată cu albastru) este regăsită în gama de turații 984 rpm – 888 rpm pe toate cele 4 niveluri de măsură din secțiunea conică. Atât frecvența cât și amplitudinea componentei de tip piston asociate interacțiunii curgerii cu geometria cotului HE90 sunt corelate cu frecvența de tip rotativ (marcată cu roșu). La turații mai mici de 880 rpm, amplitudinea asociată frecventei de tip piston este neglijabilă. Așadar, scăderea turației de la 984 rpm la 888 rpm conduce la diminuarea interacțiunii curgere-cot.





Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 179

Figura 7.4. Diagramele 3D de tip cascadă ale spectrelor de putere ale semnalului de presiune descompus, măsurat pe nivelurile de măsură MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) cu geometria cotului HE90 la 7 regimuri de funcționare corespunzătoare turațiilor 984, 964, 936, 912, 900, 888, 780 rpm obținute prin control magneto-reologic

În Figura 7.4 (e) sunt prezentate Spectrele de Putere Fourier ale semnalului de presiune măsurat pe nivelul AM. La nivelul AM plasat in aval de rezervor, curgerea are doar componentă axială și descompunerea semnalului este redundantă. În consecință, pe acest nivel de măsură, sunt identificate frecvența de 7.96 Hz cauzată de interacțiunea curgere-cot și un domeniu de frecvențe de tip zgomot (domeniu marcat cu verde) de la 17-22 Hz care provine din fagurele instalat pentru liniștire în rezervorul amonte.

Tendințele frecvențelor, Figura 7.5a, și amplitudinilor maxime asociate acestora, Figura 7.5b,c, pentru investigațiile cu geometria simplificată a cotului HE90 sunt prezentate în continuare. Datele experimentale sunt fitate cu polinoame de ordinul I pentru a surprinde tendințele in funcție de turația rotorului.

Frecvența fundamentală a componentei de tip rotativ marcată cu • în Figura 7.5a corespondentă mișcării de precesie a instabilității curgerii (ex. vârtejului central) scade monoton cu scăderea turației rotorului. Amplitudinea maximă a frecvenței fundamentale rotative scade pe toate nivelurile de măsură cu scăderea turației rotorului excepție face nivelul MG3 unde aceasta rămâne aproximativ constantă

Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 90 (HE90) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic - 180

Figura 7.5(b). Pentru turații ale rotorului mai mici de 920 rpm, amplitudinea maximă asociata frecvenței fundamentale de rotație se regăsește pe nivelurile din a doua parte a conului (MG2 și MG3), în timp ce pentru turații mai mari decât 920 rpm aceasta se mută în prima parte a conului (MG0 și MG1). Aceasta observație sugerează faptul că instabilitatea hidrodinamica este mai apropiată de peretele secțiunii de testare acolo unde amplitudinea maximă are valorile cele mai mari.

Frecvența fundamentală de tip piston asociată interacțiunii curgere-cot este aproximativ 0.48 din frecvența fundamentală a componentei de tip rotativ, Figura 7.5(c). Amplitudinea maximă asociată frecvenței de tip piston, scade monoton de la turația de 984 rpm la 870 rpm Aceeași tendință se regăsește și pe nivelul amonte (AM).



Figura 7.5. Distribuțiile frecvențelor si amplitudinilor în funcție de turația rotorului obținute din măsurătorile efectuate cu geometria cotului simplificat HE90: (a) frecventele rotativa si piston vs. turația rotorului, (b) amplitudinea maximă asociata frecvenței de rotație vs. turația rotorului și (c) amplitudinea maximă asociata frecvenței de tip piston vs. turația rotorului
Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 181

7.2.2.Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 74°(SHE74) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic

Spectrele de Putere Fourier ale semnalului de presiune descompus pe fiecare nivel de măsură la turația de 984 rpm cu geometria cotului ascuțit de 74° (SHE74), fără frânare magneto-reologică, sunt prezentate în Figura 7.6. Componenta de tip piston (albastru) și cea de tip rotativ (roșu) sunt identificate în spectrele de putere.



Figura 7.6. Spectrele de Putere Fourier ale semnalului de presiune descompus (tip piston – albastru, tip rotativ – roșu) obținute din datele măsurate la peretele secțiunii de testare pe nivelurile MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) la turația de 984 rpm pentru cotul SHE74

Frecvența fundamentală a componentei de tip rotativ (fr) asociată mișcării de precesie a instabilității din curgere este identificată în jurul a 16 Hz la turația de

Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 74 (SHE74) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic - 182

ambalare de 984 rpm pe toate nivelurile de măsură cu excepția nivelului AM. Amplitudinea maximă a acesteia atinge 1.58 kPa și 1.65 kPa pe nivelurile de măsură MG0 respectiv MG1, Figura 7.6a,b. Acest fapt semnalează că instabilitatea centrală este apropiată de peretele secțiunii de testare în prima parte a conului. A doua armonică a frecvenței de rotație (2xfr=32 Hz) este si ea identificată pe toate nivelurile de măsură din zona conică. Cea mai mare amplitudine a armonicii a doua a frecvenței rotative este pe nivelul MG1 cu o valoare de 0.44 kPa.

Interacțiunea curgerii cu vârtej cu geometria cotului SHE74 conduce la fenomenul numit de Nishi și Liu [20] "draft tube surge". Frecvența fundamentală a acestei interacțiuni la turația de ambalare de 984 rpm este de 7.37 Hz. Această componentă de tip piston are valori maxime de 0.405 kPa și 0.359 kPa pe nivelurile de măsură MG2 respectiv MG3, Figura 7.6c,d. Așadar, interacțiunea curgerii cu geometria cotului SHE74 este puternic resimțită în a doua parte a conului. Mai mult decât atât, frecvența fundamentală a interacțiunii curgerii cu geometria cotului SHE74 este propagată în amonte de zona paletată regăsindu-se pe nivelul de măsură AM, Figura 7.6e. Amplitudinea pulsației de tip piston măsurate pe acest nivel este doar jumătate din cea înregistrată pe nivelul MG3.

În continuare, pentru aceleași niveluri de măsură sunt prezentate diagramele 3D de tip cascadă ale spectrelor de putere Fourier ale semnalului de presiune descompus, Figura 7.7.





Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 183

Figura 7.7. Diagramele 3D de tip cascadă ale spectrelor de putere ale semnalului de presiune descompus, măsurat pe nivelurile de măsură MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) cu geometria cotului SHE74 la 7 regimuri de funcționare corespunzătoare turațiilor 984, 964, 936, 912, 900, 888, 780 rpm obținute prin control magneto-reologic

Pentru configurația geometrică SHE74, au fost analizate regimuri de la 984 rpm la 780 rpm, iar componenta de tip rotativ și de tip piston au fost identificate în spectrele de putere Fourier, Figura 7.7. Prima remarcă în cazul acestor măsurători este faptul că ambele frecvențe fundamentale, atât cea rotativă asociată mișcării de precesie a instabilității hidrodinamice cât și cea piston asociată interacțiunii curgerii cu geometria cotului SHE74, scad odată cu scăderea turației rotorului. O tendință asemănătoare se observă și în distribuția amplitudinilor asociate frecventelor fundamentale cu turația rotorului. Din analiza acestor date reiese clar faptul că la turația de 984 rpm fenomenele hidrodinamice (ex. vârtejul central) au cel mai mare efect la peretele conului secțiunii de testare cuantificate in amplitudini mari ale pulsațiilor de presiune. Acest lucru este legat de faptul că la turația de 984 rpm, fluxul momentului tangențial are valori maxime pentru generatorul de curgere cu vârtej, Figura 4.3. Odată cu scăderea fluxului momentului tangențial, se diminuează nestaționaritatea curgerii dată de amplitudinile asociate frecvenței de tip piston și rotativ.



Influența geometriei cotului simplificat ascuțit de 74 (SHE74) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control nagneto-reologic - 1

Figura 7.8. Distribuțiile frecvențelor si amplitudinilor in funcție de turația rotorului obținute din măsurătorile efectuate cu geometria cotului simplificat SHE74: (a) frecventele rotativa si piston vs. turația rotorului, (b) amplitudinea maximă asociata frecvenței de rotație vs. turația rotorului și (c) amplitudinea maximă asociata frecvenței de tip piston vs. turația rotorului

Figura 7.8 prezintă tendințele frecvențelor rotative si piston și amplitudinilor maxime asociate acestora pentru investigațiile cu geometria simplificată a cotului SHE74. Au fost identificate frecvența componentei de tip rotativ și a 2 a armonică a acesteia precum și frecvența asociată componentei de tip piston asociate interacțiunii curgere-cot. Frecvența de tip piston reprezintă 0.48 din frecvența fundamentala de tip rotativ. Pornind de la turația de ambalare de 984 rpm, până la 920 rpm, amplitudinea maximă a frecvenței de tip rotativ se regăsește pe nivelurile MG0 și MG1 (în prima parte a conului), iar la turații mai mici de 920 rpm aceasta se mută pe nivelurile MG2 respectiv MG3. Acest lucru este datorat evoluției axiale a instabilității centrale evidențiată în capitolul 6. La fel ca și în cazul precedent (investigațiile cu cotul simplificat HE90) pe nivelul de măsură MG3, amplitudinea maximă a frecvenței de tip rotativ rămâne aproximativ constantă la frânarea magneto-reologică a rotorului de la 984 rpm la 800 rpm, Figura 7.8b. Amplitudinea maximă a frecvenței de tip piston este prezentată în Figura 7.8c. Aceasta are o tendință descrescătoare pe toate cele 5 niveluri analizate. La turații mai mici de 870 rpm amplitudinile maxime au o Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 185

contribuție semnificativă doar pe nivelul de măsură MG2 marcat cu verde. Acest comportament poate fi explicat pe înțelegerea fenomenului construită în capitolul 6 în configurație dreaptă unde am susținut prin date cantitative deplasarea axială locației zonei de stagnare cu scăderea turației de la 920 la 800 rpm.

7.2.3.Influența geometriei cotului simplificat teșit de 74° (ME74) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic

Aceeași procedură a fost în continuare aplicată pe datele obținute din măsurătorile cu geometria cotului ME74 pentru a studia comportamentul curgerii la interacțiunea cu geometria cotului. Spectrele de Putere Fourier ale semnalului de presiune descompus pe fiecare nivel de măsură la turația de 984 rpm cu geometria ME74, fără frânare magneto-reologică, sunt prezentate în Figura 7.9 pe nivelul de măsură MG (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e).



Influența geometriei cotului simplificat teșit de 74 (ME74) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic - 1



Figura 7.9. Spectrele de Putere Fourier ale semnalului de presiune descompus (tip piston – albastru, tip rotativ – roșu) obținute din datele măsurate la peretele secțiunii de testare pe nivelurile MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) la turația de 984 rpm pentru cotul simplificat ME74.

În acest caz, frecvența fundamentală a componentei de tip rotativ asociată cu miscarea de precesie a instabilității centrale este la 16.53 Hz, iar componenta de tip piston cauzată de interacțiunea curgerii cu geometria cotului de ME74 se regăsește la 8.15 Hz. Si în acest caz amplitudinea maximă de 1.35 kPa asociată precesiei instabilității centrale se regăseste pe nivelul MG1, Figura 7.9b. Cea de-a doua armonică a frecventei de tip rotativ (2xfr=33.06 Hz) are o amplitudine maximă de 0.513 kPa pe nivelul MG1. Armonica frecvenței de tip rotativ poate fi explicată ca o mutare a energiei în moduri superioare frecvenței fundamentale. Pentru componenta de tip piston, amplitudinea maximă de 0.16 kPa este identificată pe nivelul MG3, Figura 7.9d. Această amplitudine scade odată cu deplasare în amonte pe nivelurile de măsură MG2, MG1, MG0 și AM. Acest lucru susține faptul că sursa acesteia este geometria cotului simplificat ME74. Și în acest caz, componenta de tip piston se propagă în amonte de zona paletată a generatorului de vârtej, însă amplitudinea este doar jumătate din cea obținută cu geometria simplificată SHE74 a cotului [38]. Asadar, interactiunea curgerii cu geometria cotului MRE74 este mai slabă comparativ cu cea din investigațiile cu geometria SHE74.

Interacțiunea curgerii cu geometria cotului simplificat ME74 este în continuare studiată la aceleași turații ca și în cazul celorlalte două geometrii ale coturilor simplificate HE90 și SHE74. Diagramele 3D ale spectrelor de putere ale semnalelor de presiune nestaționare descompuse sunt prezentate în Figura 7.10 pe nivelurile de măsură MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) pentru măsurătorile realizate cu geometria simplificată a cotului ME74. Frecvența fundamentală a componentei de tip rotativ (marcată cu roșu) scade monoton cu scăderea turației rotorului generatorului de vârtej de la 984 rpm la 780 rpm pe toate nivelurile analizate. Așadar, mișcarea de precesie a instabilității centrale scade. Frecvența fundamentală a componentei de tip piston scade monoton cu scăderea turației până la 900 rpm după care scade brusc. Amplitudinile componentei de tip piston sunt semnificativ mai mici decât cele ale componentei de tip rotativ însă la operarea în turbinele hidraulice pot interacționa cu alte componente și conduce la amplificarea lor.

186



Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 187

Figura 7.10. Diagramele 3D de tip cascadă ale spectrelor de putere ale semnalului de presiune descompus, măsurat pe nivelurile de măsură MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) cu geometria cotului simplificat ME74 la 7 regimuri de funcționare corespunzătoare turațiilor 984, 964, 936, 912, 900, 888, 780 rpm obținute prin control magneto-reologic

În continuare, frecvențele și amplitudinile maxime asociate instabilităților curgerii la interacțiunea cu geometria cotului simplificat ME74 sunt prezentate în

Influența geometriei cotului simplificat teșit de 74 (ME74) asupra câmpului nestaționar de presiune pentru regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic - 188

Figura 7.11. Datele experimentale au fost fitate cu polinoame de ordinul I pentru a evidenția tendințele in raport cu turația rotorului.



Figura 7.11. Distribuțiile frecvențelor si amplitudinilor in funcție de turația rotorului obținute din măsurătorile efectuate cu geometria cotului simplificat ME74: (a) frecventele rotativa si piston vs. turația rotorului, (b) amplitudinea maximă asociata frecvenței de rotație vs. turația rotorului și (c) amplitudinea maximă asociata frecvenței de tip piston vs. turația rotorului

Din diagramele 3D ale spectrelor de putere Fourier sunt identificate 3 frecvenţe, componenta frecvenţei de tip rotativ şi armonica ei superioară de ordinul doi şi componenta frecvenţei de tip piston datorată interacţiunii curgere/cot SHE74, Figura 7.11a. Amplitudinea maximă a frecvenţei fundamentale de tip rotativ se regăseşte în prima jumătate a conului (MG1 şi MG0) până la turaţia de 900 rpm. La turații mai mici de 900 rpm, aceasta se mută în cea de-a doua jumătate a conului (MG2 şi MG3) Figura 7.11b. Cu o amplitudine maximă de aproximativ 0.2 kPa, amplitudinea maximă a frecvenţei de tip rotativ se regăseşte pe nivelul de măsură MG3 (cel mai apropiat nivel faţă de cotul ME74). Amplitudinea maximă a acestei frecvenţe scade odată cu deplasarea pe niveluri superioare (MG2, MG1, MG0 şi AM). De la 984 rpm la 780 rpm, amplitudinea frecvenţei datorată interacţiunii curgere/cot ME74 pe nivelul MG3 scade cu aproximativ 75%. Aceeaşi tendinţă se regăseşte şi pe celelalte niveluri de măsură. Sub turaţia de 780 rpm, curgerea nu mai interacţionează cu geometria cotului ME74 Figura 7.11c.

Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 189

7.3. Analiza comparativă a interacțiunii curgerii cu cele 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație

Datele analizate individual în subcapitolul precedent sunt prezentate comparativ în continuare pentru cele 3 geometrii simplificate ale conului tubului de aspirație. Frecvențele și amplitudinile maxime asociate sunt studiate în funcție de turația rotorului controlat magneto-reologic.

Frecvențele identificate in analiza datelor măsurate cu cele 3 geometrii simplificate ale coturilor pentru diferite valori ale turației rotorului sunt prezentate în Figura 7.12. Datele experimentale au fost fitate utilizând polinoame de ordinul I pentru a evidenția tendințele in raport cu turația rotorului. Prima concluzie care se desprinde din analiza datelor experimentale este faptul că frecvența de rotație (fr), frecventa celei de a doua armonici a acesteia (2xfr) și frecvența de tip piston (fp) au valori asemănătoare cu deviații in limita a 5-10% pentru geometriile simplificate ale celor trei coturi la toate regimurile analizate. Atât frecvențele de tip rotativ (frecventa fundamentala și frecventa celei de a doua armonici) cât și frecventa de tip piston se diminuează monoton odată cu scăderea turației rotorului de la 984 rpm la 900 rpm. Până la 900 rpm, frecvența de tip piston este 0.48 din frecvența fundamentală de tip rotativ pentru toate cele 3 geometrii investigate. Sub 870 rpm, curgerea cu rotație nu mai interacționează cu geometria cotului HE90, iar frecvențele de tip piston cauzate de interacțiunea curgere-cot SHE74 și ME74 sunt 0.11-0.18 din frecvența rotativă în intervalul 780-870 rpm.



Figura 7.12. Frecvențele identificate în Spectrele de Putere Fourier pentru cele 3 geometrii ale coturilor simplificate investigate pentru 7 regimuri de funcționare corespunzătoare turațiilor 984, 964, 936, 912, 900, 888, 780 rpm obținute prin control magneto-reologic

Amplitudinea maximă a componentei de tip rotativ (fr) indică intensitatea mișcării de precesie a instabilității din curgere (ex. vârtejul central). În continuare este studiată amplitudinea maximă a componentei frecvenței de tip rotativ, la 7 turații ale rotorului: 984, 964, 936, 912, 900, 888 și 780 obținute prin control magneto-reologic cu geometriile coturilor HE90, SHE74 și ME74. Figura 7.13 prezintă rezultatele obținute pe nivelurile de măsură MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c) și MG3 (d) dispuse in zona conica.

Analiza comparativă a interacțiunii curgerii cu cele 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație - 190

Pe nivelurile de măsură MG0, MG1 și MG2 amplitudinea maximă asociată mișcării de precesie a instabilității curgerii scade monoton cu 85-95% odată cu scăderea turației de la 984 rpm la 840 rpm pentru toate configurațiile analizate, Figura 7.13a,b,c. La turația de 780 rpm, amplitudinea pulsației de tip rotativ este neglijabilă. În alte cuvinte, componenta nestaționară rotativă asociată curgerii este diminuată complet. Pe nivelul MG3, amplitudinea se păstrează aproximativ constantă în jurul valorii de 0.25 kPa Figura 7.13d. Sub turații mai mici de 840 rpm, amplitudinea maximă datorată mișcării de precesie are valori superioare pe nivelul de măsură MG3 semnalând faptul că la scăderea turației instabilitatea se deplasează în cea de-a doua jumătate a conului.





În continuare, pentru fiecare frecvență cauzată de interacțiunea curgere/cot HE90, SHE74 și ME74 a fost studiată amplitudinea maximă prezentată în Figura 7.14a,b,c pentru toate nivelurile de măsură.



Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 191

Figura 7.14. Amplitudinile maxime ale componentei frecvenței de tip piston pentru MG0 (a), MG1 (b), MG2 (c), MG3 (d) și AM (e) la 7 regimuri de funcționare corespunzătoare turațiilor de 984, 964, 936, 912, 888, 840, 780 rpm obținute prin control magneto-reologic cu geometriile simplificate ale cotului conului de aspirație HE90 (■), SHE74 (■) și ME74 (■).

Cea mai mare amplitudine asociate frecvenței de tip piston cauzată de interacțiunea curgere/cot se regăsește la turația de 984 rpm în cazul măsurătorilor cu HE90 pe toate nivelurile investigate urmată de SHE74 și ME74. La acest regim de operare curgerea este asemănătoare celei din turbina hidraulică Francis Flindt la 70% din debitul optim de funcționare.

Amplitudinea maximă identificată în cazul măsurătorilor cu HE90 la 984 rpm este de 0.42 kPa pe nivelul de măsură MGO. Asemănător unei lovituri de berbec, această undă de șoc se propagă și pe nivelul AM (situat la 400 mm amonte de nivelul MGO) cu o amplitudine maximă de 0.8 din amplitudinea maximă de pe nivelul MGO. Prin scăderea turației cu dispozitivul magnetoreologic la 888 rpm, interacțiunea curgere/cot HE90 are amplitudinea maximă de 0.25 din amplitudinea maximă de la turația de ambalare pe toate nivelurile de măsură din Figura 7.14. La turații mai mici de 888 rpm, amplitudinea asociată interacțiunii curgere/cot este neglijabilă.

Interacțiunea curgerii cu geometria simplificată a cotului **SHE74** conduce la o **amplitudinea maximă a componentei de tip piston de aproximativ 0.6 din amplitudinea maximă identificată la operarea cu HE90 la 984 rpm.** O amplitudine egală cu cea de la turația de ambalare pentru geometria SHE74 este regăsită și la turația de 900 rpm pe toate nivelurile de măsură. Acest lucru sugerează o puternică interacțiune curgere/cot chiar dacă fluxul de moment tangențial a fost redus prin control magneto-reologic. Chiar dacă în configurație dreaptă, s-a arătat faptul că scăderea turației este direct corelată cu nestaționaritatea curgerii, în configurații cu cot unele structuri de curgere (cu rotație mai redusă), pot genera nestaționarități de aceeași mărime cu o structură de curgere (cu rotație mai mare). Oricum, sub turația de 834 rpm, curgerea nu mai interacționează deloc cu geometria simplificată a cotului conului de aspirație SHE74.

Cea mai slabă interacțiune curgere/cot este cu geometria cotului ME74. La ambalare, când fluxul de moment tangențial este maxim pentru generatorul de vârtej și curgerea este puternic nestaționară, interacțiunea curgere cot generează o amplitudine maximă care reprezintă 0.3 și 0.55 din amplitudinea maximă măsurată cu HE90 respectiv SHE74. Această amplitudine scade monoton cu scăderea turației de la 984 rpm la 780 rpm. La turația de 780 rpm interacțiunea curgere-cot are o amplitudine maximă neglijabilă, drept urmare geometria cotului nu mai interacționează cu această configurație de curgere.

7.4. Concluzii privind influența geometriei cotului asupra frecvenței piston indusă

Investigațiile experimentale din capitolul 7 se concentrează pe studiul interacțiunii dintre curgerea decelerată cu rotație în gradient advers de presiune și geometriile simplificate ale cotului tubului de aspirație. **Influența geometriei cotului asupra câmpului de presiune nestaționar este cuantificată pentru mai multe regimuri de operare obținute prin frânarea cu dispozitivul magnetoreologic a turației rotorului**. **Trei geometrii** de cot sunt considerate în aceste investigații: (a) cotul simplificat ascuțit de 90° (HE90), (b) cotul simplificat ascuțit de 74° (SHE74) și (c) cotul simplificat teșit de 74° (ME74), Figura 7.2.

Spectrele de Putere Fourier sunt determinate pe 5 niveluri de măsură (4 niveluri montate de-a lungul conului secțiunii de testare și un nivel montat amonte la 400 mm de nivelul MG0) pentru 7 puncte de funcționare corespunzătoare diferitelor valori ale turației rotorului de 984, 964, 936, 912, 888, 840, 780 rpm obținute prin control magneto-reologic. Pentru fiecare geometrie investigată au fost utilizate Spectrele de Putere Fourier la turația de 984 rpm cu scopul de a identifica frecvențele fundamentale asociate curgerii. Pentru geometria cotului HE90, rezultatele sunt

Analiza câmpului hidrodinamic și influenta geometriei cotului asupra frecventei piston indusă - 193

prezentate în Figura 7.3, pentru geometria cotului ascuțit de 74° SHE74 în Figura 7.6, iar pentru geometria cotului teșit de 74º ME74 în Figura 7.9. Aceste date au ajutat la identificarea frecventei fundamentale de tip rotativ (cauzată de miscarea de precesie a instabilității centrale) și a celei de tip piston (cauzată de interacțiunea curgerii cu geometriile celor 3 coturi simplificate). Frecvența de tip rotativ a fost regăsită la turația de 984 rpm la 16.56 Hz, 16.03 și 16.53 Hz pentru geometria cotului HE90, SHE74 respectiv ME74 pe nivelurile de măsură MG0, MG1, MG2 si MG3. Diferentele de cel mult 3% între frecventele de tip rotativ identificate la turatia de 984 rpm arată faptul că geometria cotului nu are efect asupra rotatiei curgerii. Rotatia curgerii este modificată doar de modificarea turatiei rotorului. Frecventa de tip piston a fost identificată la turația de 984 rpm la 7.96 Hz, 7.37 Hz și 8.15 Hz pentru geometria cotului HE90, SHE74 respectiv ME74 pe toate nivelurile de măsură. Identificare frecventelor de tip piston amonte de nivelul de másurá MG0, pe nivelul AM arată faptul că interacțiunea curgerii cu rotație cu geometriile cotului conduce la apariția unei unde de șoc care se propagă în amonte de generatorul de vârtej asemănător unei lovituri de berbec [38]. Unda de șoc asociată interacțiunii curgerii decelerate cu rotatie cu geometria cotului HE90 se propagă cu o amplitudine aproape constantă de 0.4 kPa pe toate cele 5 niveluri de măsură. Pentru geometria cotului SHE74 aceasta are valori maximale de 0.405-0.359 kPa pe nivelurile de măsură MG2, MG3 în apropierea cotului propagându-se cu doar jumătate din amplitudine pe nivelurile superioare. Pentru geometria cotului ME74, unda de soc asociată interacțiunii curgerii decelerate cu rotație cu geometria cotului are o amplitudine maximă de 0.16 kPa pe nivelul de măsură MG3 (în apropierea cotului), și se propagă în amonte cu doar jumătate din amplitudinea maximă.

Acest tip de analiză a fost apoi realizat pentru 7 regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic (de la 984 rpm la 780 rpm) pentru cele 3 geometrii de cot simplificat montate aval de secțiune de testare a generatorului de vârtej. În acest fel au fost construite diagramele 3D de tip cascadă ale spectrelor de putere ale semnalului de presiune descompus, măsurat pe nivelurile de măsură MGO, MG1, MG2, MG3 și AM din Figura 7.4 (HE90), Figura 7.6 (SHE74) și Figura 7.10 (ME74). Frecvențele fundamentale ale componentelor de tip piston și rotativ au fost apoi colectate și evoluția lor cu turația a fost studiată comparativ pentru cele 3 geometrii în Figura 7.12 și în Figura 7.13. Primul aspect observat din analiza comparativă a frecvențelor este că acestea au valori asemănătoare cu deviații de cel mult 5-10%. Se disting două praguri ale frecvenței de tip piston care în gama de turații 984 – 900 rpm este 0.48 din frecvența de tip rotativ, iar în gama de turații 870 – 780 rpm este 0.11-0.18 din frecvența de tip rotativ. La turații sub 870 rpm, curgerea nu mai interacționează cu geometria cotului HE90.

Din analiza comparativă a rezultatelor obținute cu cele 3 geometrii la diferite turații obținute prin control magneto-reologic, reiese faptul că pe nivelurile de măsură MG0, MG1 și MG2 interacțiunea curgerii cu peretele secțiunii de testare, reprezentată de amplitudinile asociate frecvenței de tip rotativ scade monoton cu scăderea turației rotorului de la 984 la 780 rpm. Pe nivelul MG3, la turații mai mici de 840 rpm, amplitudinea maximă datorată mișcării de precesie a instabilității centrale are valori superioare nivelurilor MG0, MG1, MG2 și MG3. Acest lucru sugerează faptul că instabilitatea se deplasează în jos odată cu scăderea turației. Acest fenomen a fost prezentat pe larg în Capitolul 6.

În ceea ce privește amplitudinea interacțiunii curgerii cu cotul (dată de amplitudinea pulsației de tip piston), tendința acesteia este de scădere monotonă cu scăderea turației rotorului de la 984 la 780 rpm. Sub turația de 870 rpm, curgerea nu mai interacționează cu geometria cotului HE90, iar amplitudinile pulsațiilor de

presiune sunt neglijabile. Oricum, la turația de 984 rpm, interacțiunea curgere-cot conduce la cele mai mari amplitudini ale pulsației de tip piston. Aceste amplitudini se propagă de pe nivelul MG3 (din apropierea sursei – cotul) pe nivelul din amonte AM cu amplitudini mai mici cu doar 20%. Pentru toată gama de turații investigate, interacțiunea curgere-cot care conduce la cele mai mici amplitudini ale pulsației de tip piston este în cazul investigațiilor realizate cu geometria cotului teșit de 74° (ME74).

Dispozitivul magneto-reologic de control a turației rotorului generatorului de vârtej a fost utilizat cu succes pentru controlul regimului hidrodinamic. Rezultatelor analizelor realizate comparativ pentru cele 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație recomandă pentru o interacțiune cât mai slabă între curgerea cu rotație și cot utilizarea de geometrii de coturi compacte, cu muchii rotunjite sau teșite [38].

8. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI PERSPECTIVE

8.1. Concluzii

Teza de doctorat tratează studiul curgerii cu rotație la regimuri variabile în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice. Prin controlul magneto-reologic al turației rotorului generatorului de vârtej sunt obținute și analizate experimental regimuri hidrodinamice asemănătoare celor din turbinele hidraulice Francis la operarea cu debite parțiale. Aceste regimuri sunt studiate și prin intermediul rezultatelor numerice validate pentru descriere cantitativă a fenomenelor. Această problematică a analizei hidrodinamicii curgerii la regimuri cu debite parțiale este amplu studiată în referințele bibliografice studiate. Funcționarea la aceste regimuri are ca și consecință apariția unor instabilități puternic nestaționare însoțite de pulsații de presiune care afectează timpul de viață [15] și integritate turbinelor hidraulice [16].

Prima etapă din cercetarea realizată constă în realizarea unei **metodologii de proiectare pentru dispozitivul magneto-reologic de control a turației rotorului generatorului de vârtej**. Acesta a fost dimensionat pentru a asigura condițiile de operare scontate pentru rotorul generatorului de vârtej de la Facultatea de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara. Pentru calculul momentului magneto-reologic maxim de frânare se consideră o frânare până la 300 rpm, cu un moment de frânare de 5.57 Nm. Timpul de frânare pentru acest dispozitiv este direct proporțional cu timpul de activare (de schimbare de stare a fluidului magnetoreologic) și este de ordinul milisecundelor [123]. A fost considerat faptul că dispozitivul nu operează în regim dinamic (condițiile de funcționare nu se modifică în timp).

Proiectarea dispozitivului magneto-reologic pornește de la constrângerile dimensionale disponibile în butucul rotorului generatorului de vârtej. În functie de acestea si de recomandările din literatură a fost stabilit tipul de geometrie pentru dispozitivul de control. A fost selectată o geometrie cu cilindrii concentrici. Pentru geometria considerată a fost realizat un calcul de câmp magnetic cu ajutorul pachetului software FEMM 4.2. A fost dimensionată spre utilizare, o bobină cu aproximativ 1000 de spire înfășurate elicoidal. Distribuția și inducția câmpului magnetice au fost apoi studiate numeric în interstițiile care urmează să găzduiască fluidul controlabil magnetic. În etapa de proiectare s-a considerat ca momentul magneto-reologic dimensionat să asigure cerința de proiectare de 5.57 Nm, fără a se ține seama de celelalte contribuții (ex. moment de frânare datorat frecărilor din lagăre si frânare electromagnetică). Astfel s-a realizat o metodologie de proiectare care să stabilească legătura dintre momentul magneto-reologic de frânare, proprietătile fluidului magneto-reologic utilizat si condițiile de funcționare. În metodologia de proiectare s-a considerat că proprietățile pentru un fluid magneto-reologic sunt similare în situația asigurării aceleași inducții ale câmpului magnetic în dispozitiv cu cele utilizate pe aparatura considerată pentru caracterizare (ex. Reometru Physica MCR300). Astfel, proprietățile pentru 4 fluide magneto-reologice selectate în faza initială au fost obtinute prin caracterizare magneto-reologică cu reometrul Physica

Concluzii -

MCR 300 dotat cu celula magneto-reologică placă-placă. Un domeniu de inducții ale câmpului magnetic de la 25-600 mT a fost investigat pentru cele 4 fluide la viteze de forfecare de până la 2000 s⁻¹. Domeniul de analiză considerat în investigațiile magneto-reologice a fost selectat în concordanță cu condițiile de exploatare din dispozitivul magneto-reologic de control a turației rotorului generatorului de vârtej. Dintre cele 4 fluide considerate inițial, datorită disponibilității acestora pentru utilizarea în metodologia de proiectare și în aplicație au fost selectate două, fluidul comercial convențional MRF 132 DG produs de Lord Co. și compozitul compozit bi-dispers SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G produs de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara. Din calculele realizate, cerința de proiectare este atinsă cu fluidul compozit bi-dispers la o inducție a câmpului magnetic (0.125mT) mai mică cu 40% decât cu fluidul comercial.

Pentru **validarea metodologiei de proiectare** a fost utilizat un stand experimental de testare unde un dispozitiv scara 1:1 cu cel utilizat pentru controlul turației generatorului de vârtej a fost utilizat. Au fost efectuate teste cu operarea dispozitivului în mediu de lucru aer și apă. Pe lângă testele de frânare, a fost studiat experimental dispozitivul din punct de vedere al câmpului magnetic. S-a constat că dispozitivul proiectat poate satisface din punct de vedere al inducției câmpului magnetic valoarea necesară pentru frânare cu ambele fluide (maxim 0.313 T). Rezultatele analizelor câmpului magnetic au condus la **corectarea metodologiei de calcul** pentru momentul magneto-reologic considerând 0.7 din înălțimea totală a paharului rotitor.

Din <u>analizele contributiilor în moment de frânare</u> s-a constatat că la operarea cu MRF 132 DG în mediu de lucru aer, acesta atinge cerința de proiectare la peste 0.3 T, cu o deviere de 25% față de valoarea estimată în proiectare. Pentru fluidul compozit bi-disper, momentul de frânare este atins la 0.2 T, cu o deviere de 40% față de estimarea din proiectare. La operarea în apă însă, doar SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G atinge cerința de proiectare de 5.57 Nm,iar MRF 132 DG manifestă un puternic comportament de spălare. **Drept urmare, analizele realizate recomandă utilizarea fluidului compozit bi-dispers SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G pentru utilizarea în aplicația de control a turației generatorului de vârtej.**

Standul experimental utilizat pentru **investigarea curgerii cu rotație** asemănătoare celei din turbina hidraulică Francis Flindt este disponibil în cadrul Facultății de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara. Acest echipament mimează curgere din turbina hidraulică Francis Flindt la operare cu debite parțiale. Punctul inițial de proiectare a acestui dispozitiv a fost la operarea cu 70% din debitul optim de proiectare [11]. La acest regim, în secțiunea de test convergent-divergentă fundamentală predominantă, bine definită în spectrul de putere). Turația rotorului la acest regim este de 1020 rpm. Prin intermediul unui dispozitiv magneto-reologic, regimurile hidrodinamice din generatorul de vârtej sunt controlate [12, 13]. Au fost obținute regimuri hidrodinamice cu turații de până la 600 rpm. Conform fluxului de moment tangențial adimensional reprezentat în funcție de coeficientul de debit în Figura 4.3, în vecinătatea regimului de 780 rpm se află punctul de operare la debit optim. Drept urmare, reducerea componentei tangențiale a curgerii conduce la diminuare nestaționarității curgerii.

Regimurile hidrodinamice sunt investigate experimental atât pentru configurație dreaptă cât și pentru 3 configurații cu geometrii simplificate ale conului tubului de aspirație: (a) HE90 – cot simplificat ascuțit de 90°, (b) SHE74 – cot

simplificat ascuțit de 74° și (c) ME74° - cot simplificat teșit de 74°. Scopul acestor analize este de a identifica comportamentul hidrodinamic al nestaționarității curgerii.

Investirea experimentală a curgeri în configurație dreaptă a fost realizată atât experimental cât și numeric la mai multe regimuri de funcționare. Utilizând echipamentul optic ne-invaziv 2D LDV, la nivelul secțiunii de test au fost măsurate profilele de viteze mediate axială și tangențială. Prima fereastră optică de măsură, W0 este situată în zona convergentă a secțiunii de test. Conform rezultatelor obținute, scăderea turației rotorului generatorului de vârtej conduce la diminuarea componentei tangențiale determinată experimental. Cea de-a doua etapă a analizelor experimentale realizate în configurație dreaptă a fost măsurarea pulsațiilor de presiune la peretele secțiunii de test. Semnalul de presiune măsurat a fost descompus în componentă de tip sincron (piston) și asincron (rotativ), iar apoi au fost obținute Spectrele de Putere pentru configurația dreaptă. La turația de ambalare au fost identificate în Spectrele de Putere frecvențele fundamentale ale componentei de tip rotativ (16.93 Hz – datorată mișcării de precesie a instabilității centrale) și cea de tip piston (2.8 Hz – datorată auto-excitatiei curgerii). Atât frecventele cât și amplitudinile asociate acestora sunt diminuate până la de 80% cu frânarea rotorului de la turația de ambalare la 780 rpm pentru această configurație.

În continuare, a fost simulată curgerea 3D nestaționară în generatorul de vârtej, utilizând modelul de turbulență RSM. Conform Muntean et. al. [161], modelul de turbulență RSM surprinde cel mai fidel nestaționaritatea curgerii decelerată cu vârtej central. A fost utilizată o metodă de cuplare de tip interfețe de amestec [181, 182], iar **conservarea parametrilor între domeniile de analiză a fost verificată**. Conform rezultatelor, **debitul masic este conservat cu o abatere relativă maximă de 0.043%**, **iar fluxul de moment tangențial cu o abatere relativă maximă de 3.5%**.

Validarea simulării numerice 3D nestationare a curgerii cu modelul de turbulență RSM, a fost realizată pentru turațiile de 990, 960, 920 și 870 rpm. Pentru turația de 990 rpm au fost comparate atât rezultate mediate ale componentelor vitezelor (axială și tangențială) pe cele 3 ferestre optice de măsură (W0, W1 și W2), cât și spectrele de putere obținute pe cele 4 niveluri de măsură (MG0, MG1, MG2 și MG3) experimental versus numeric. Pentru regimurile de 960 rpm, 920 rpm și 870 rpm au fost comparate doar profilele de viteze mediate obtinute pe fereastra W0. Simularea numerică 3D nestaționară surprinde cu acuratețe ridicată detaliile curgerii pe fereastra W0 la turatiile de 960, 920 și 870 rpm descriind acelasi comportament de scădere al vitezei mediate tangențiale ca și cel din experiment. În ceea ce privește regimul de 990 rpm, profilele de viteză mediate au fost comparate numeric versus experimental pe toate ferestrele optice. O zonă de quasi-stagnare cu o lungime de 0.3 și 0.5 din axa de măsură a ferestrei optice W1 respectiv W2 este identificată cu succes de rezultatele simulărilor numerice validate la regimul de 990 rpm. La regimul de 870 rpm, pe fereastra W1 nu a fost identificată zona de quasi-stagnare. Această zonă este surprinsă pe fereastra W1 în simularea numerică, începând cu turația de 960 rpm. Pe baza comparațiilor realizate între rezultatele din simulare numerică și date experimentale se poate afirma că simulare numerică 3D a curgerii cu modelul de turbulență RSM descrie rezonabil aceleași configurații de curgere ca și analizate experimental.

Cu datele numerice validate experimental a fost <u>analiză</u> în capitolul 6 <u>morfologia vârtejului central</u> în timp <u>pentru 3 regimuri de operare ale</u> <u>generatorului de vârtej asociate turațiilor de 800, 870 și 920 rpm</u>. Filamentul asociat vârtejului central a fost extras pentru aproximativ 100 de pași de timp pentru fiecare regim de funcționare analizat. Filamentul asociat vârtejului central a

Concluzii -

fost **reconstruit** prin intermediul **modelului 3D al spiralei logaritmice** [173]. Suprapunerea parametrilor geometrici care caracterizează cantitativ structura 3D a filamentului central extras din simulare numerică și cel reconstruit cu modelul selectat evidențiază capacitățile modelului utilizat. Formațiunea și evoluția macroscopică a vârtejului central este surprinsă în acest fel. **Au fost obținuți parametrii care descriu cantitativ: locația vârfului conului** corespondent s = 0 - b0/b1 care poate fi **asociat cu apexul zonei de stagnare, jumătate din unghiul conului** γ; tan γ = b1/a1, **originea arbitrară a coordonatei axiale** – a0, **faza, unghiul de precesie** – c0 respectiv **pasul spirei logaritmice c**1. Acești parametrii au fost obținuți pentru o evoluție a vârtejului central pentru 0.7 secunde la regimurile asociat turației de 920 rpm. **Funcția periodică** dată de ec. 6.4 este utilizată **pentru a evidenția tendințele** acestor parametrii **in timp** pe datele obținute pentru fiecare parametru (mai puțin cel care descrie originea arbitrară a coordonatei axiale a0) pentru fiecare regim de funcționare investigat.

Au fost evidențiate tendințele parametrilor pe perioada asociată frecvenței de tip piston respectiv pe perioada asociată frecvenței de tip rotativ. Din literatura de specialitate se cunoaște că sursa componentei de tip rotativ este mișcarea de precesie a vârtejului central [3]. Sursa componentei de tip piston este încă dezbătută [173, 190, 200], cu atât mai puțin evidențiată pentru mai multe regimuri de operare. Din acest motiv, majoritatea analizelor realizate în continuare se concentrează pe a evidenția mecanismele care pot genera pulsații de tip piston într-o curgere decelerată cu rotație în gradient advers de presiune în configurație dreaptă. Așadar, a fost urmărită identificarea mecanismelor care conlucrează la apariția componentei de tip piston din evoluția parametrilor 3D care caracterizează filamentul de vârtej central.

Pentru regimul de operare la 870 rpm este arătat că locația vârfului conului, jumătate din unghiul conului, faza, unghiul de precesie și pasul spirei logaritmice au o evoluție completă pe o perioada asociată componentei de tip piston. Tendințele evidențiate astfel sunt în aceeași fază, iar evoluția vârtejului central în prima jumătate a perioadei asociată componentei de tip piston poate fi explicată după cum urmează:

- <u>vârfului conului se apropie de ogivă (mișcare descrisă de parametrul b₀/b1),</u>
- <u>mișcarea de precesie</u> a vârtejului central (descrisă de parametrul c₀) <u>este</u> <u>decelerată</u>,
- pasul spirei logaritmice (descris de parametrul c1 mare) se comprimă, iar
- <u>unghiul</u> pe care se înfășoară filamentul central (descris de parametrul γ) <u>scade</u>.
- <u>Raportul dintre curbura și torsiunea filamentului creste, semnalând un filament</u> <u>central care se întinde.</u>

În a doua jumătate asociată componentei de tip piston, vârful conului se apropie de ogivă, mișcarea de precesie se accelerează, pasul spirei crește, unghiul conului pe care se înfășoară spira crește, iar raportul dintre curbura și torsiunea filamentului evidențiază o mișcare de comprimare a spirei. Acest mecanism este reluat cu o frecvență de 2.37 Hz asociată perioadei de tip piston.

Pentru regimurile la turațiile de 800 și 920 rpm, tendința evidențiată de funcția periodică pentru unghiul pe care se înfășoară filamentul central este în opoziție de fază, deci mecanismul de evoluție se deosebește doar prin evoluția unghiului care crește când vârful conului se apropie de ogivă și scade atunci când se depărtează.

198

Oricum, tendințele evidențiate de funcția perioadă arată că mecanismul se reia după perioada asociată componentei de tip piston.

Cu modificarea turației de la 920 la 800 rpm, locația vârfului conului se deplasează în aval, pasul spirei logaritmice scade, unghiul pe care se înfășoară vârtejul central rămâne aproximativ constant, iar mecanismul de întindere și torsionare al spirei logaritmice scade. Amplitudinile cele mai mici în raport cu valoarea medie pentru parametrii prezentați mai sus sunt la regimul asociat turației de 800 rpm, iar cele mai mari pentru regimul de 870 rpm. Mecanismul care generează pulsația de tip piston este un mecanism combinat de evoluție a unghiului conului, care evoluează de la 10° la 60°, a locației vârfului conului care variază de la 0 la 0.16 - b0/b1 și a curburii și torsiunii spirei logaritmice. Acest mecanism are o evoluție completă pe o perioadă de aproximativ 0.42 secunde asociată pulsației de tip piston.

În ultima parte a lucrării este tratată <u>hidrodinamica curgerii cu</u> <u>instabilități auto-induse de către 3 geometrii simplificate ale conul tubului</u> <u>de aspirație</u>. Pentru controlul regimului hidrodinamic a fost utilizat dispozitivul magneto-reologic proiectat. Cele 3 geometrii sunt: HE90 – cot simplificat ascuțit de 90°, SHE74 – cot simplificat ascuțit de 74° și ME74 - cot simplificat teșit de 74°. Regimuri variabile pentru generatorul de curgere cu vârtej au fost obținute utilizând frâna magneto-reologică. Interacțiunea curgerii la debite parțiale cu cotul conului tubului de aspirație este întâlnită în literatură sub denumirea de *"draft tube surge"* [56]-[62]. Principalul scop al acestor investigații a fost de a cuantifica influența geometriei cotului asupra comportamentului hidrodinamic din con si din amonte de generatorul de vârtej. În cazul celor 3 geometrii analizate, interacțiunea curgere/cot induce în spectrele de putere o componentă de tip piston în jurul frecvenței de 8 Hz.

Cea mai puternică interacțiune curgere/cot a fost identificată pentru configurația geometrică HE90. Din datele analizate, interacțiunea puternică curgere/cot se datorează modului în care geometria cotului HE90 reflectă unda de presiune. Cea mai slabă interacțiune curgere/cot este cu geometria simplificată ME74. În studiul comparativ al celor 3 geometrii s-a arătat faptul că frecvențele fundamentale din curgere sunt aproximativ identice cu deviații sub 5% pentru componenta de tip rotativ și ajung până la 10-15% în cazul componentei de tip piston cauzată de interacțiunea curgere-cot. Altfel spus, geometria cotul nu influențează componenta rotativă a curgerii și are impact mic, în limita a 10-15% asupra componentei de tip piston datorată interacțiunii curgere-cot. Amplitudinea maximă asociată componentei de tip piston cauzată de interacțiunea curgere-cot a fost identificată în măsurătorile cu geometria cotului de HE90. Amplitudinea maximă identificată la interacțiunea curgere-cot cu geometria SHE74 și ME74 este cu aproximativ 40% respectiv 70% mai mică. Rezultatelor analizelor realizate comparativ pentru cele 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație recomandă pentru o interacțiune cât mai slabă între curgerea cu rotație și cot utilizarea de geometrii de coturi compacte, cu muchii rotunjite sau teșite [38].

8.2. Contribuții personale

În cadrul temei de cercetare doctorale, principalele contribuții personale ale autorului au fost în direcția dezvoltării de dispozitive de control a turației cu fluide

magneto-reologice și hidrodinamicii curgerii decelerate cu rotație în configurație dreaptă și cu cot simplificat din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice.

- Contributiile personale în cele două directii sunt:
- **Elaborarea** metodologiei de proiectare pentru dispozitive magneto-reologice în configurație cilindru dublu concentric și validarea cu date experimentale
- Analiza funcționării unui dispozitiv magneto-reologic <u>la operarea</u> cu MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G, <u>în mediu de lucru aer și apă</u>. Analiza experimentală și numerică a hidrodinamicii curgeri</u> decelerate cu rotație în difuzorul conic al generatorului de vârtej la mai multe regimuri de operare obținute prin control magneto-reologic.
- Identificarea mecanismelor care conlucrează la generarea componentei de tip piston în curgerea decelerată cu rotație în gradient advers de presiune în difuzorul conic.
- Analiza experimentală a hidrodinamicii curgerii în configurații cu cot simplificat al tubului de aspirație și **evaluarea** componentei de tip piston datorată interacțiunii curgerii decelerate cu geometria cotului simplificat al tubului de aspiratíe.

8.3. Perspective

Activitatea științifică demarată în cadrul temei de cercetare poate continua atât în direcția dezvoltării maturității soluției de control magneto-reologic în aplicații hidroenergetice dar și în direcția hidrodinamicii. Astfel, se disting următoarele direcții de cercetare:

- Identificarea de noi fluide magneto-reologice convenționale și compozițe și analiza lor în dispozitive magneto-reologice care
- compozite și analiza loi în dispozitive magneto-reorgice care operează în apă; Îmbunătățirea corelării dintre câmpului magnetic considerat în proiectare și cel rezultat în dispozitiv, analiza numerică a câmpului termic și modificarea geometriei dispozitivului pentru a explora posibile îmbunătățiri în ceea care privește metodologia de proiectare; Îmbunătățirea preciziei rezultatelor numerice obținute pentru câmpul postationar de prociune în a doua parte a consului tubului de aspirație
- nestaționar de presiune în a doua parte a conului tubului de aspirație datoráte fragmentării vârtejului central.
- Dezvoltarea de modele avansate de analiză a curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de presiune pentru predicția evoluției vârtejului central.
- Analiza morfologiei vârtejului central în configurație cu cot, la operarea pe domeniu extins prin intermediul simulării numerice 3D nestaționare a curgerii.

- [1] Interantional Energy Agency. (2020, Noiembrie). Available: <u>www.iea.org/fuels-and-technologies/renewables</u>
- [2] TransElectrica. (2021, 27.09.2021). Available: <u>www.transelectrica.ro</u>
- [3] S. Kumar, M. J. Cervantes, and B. K. Gandhi, "Rotating vortex rope formation and mitigation in draft tube of hydro turbines – A review from experimental perspective," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 136, p. 110354, 2021.
- [4] M. Altimemy, J. Caspar, S. Watheq, and A. Oztekin, "Francis turbine operation at excess flow rate using large eddy simulation the effect of water injection," in *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, 2021, vol. 10.
- [5] D. Valentin, A. Presas, E. Egusquiza, C. Valero, M. Egusquiza Montagut, and M. Bossio, "Power Swing Generated in Francis Turbines by Part Load and Overload Instabilities," *Energies*, vol. 10, p. 2124, 2017.
- [6] A. Morabito, G. de Oliveira e Silva, and P. Hendrick, "Deriaz pump-turbine for pumped hydro energy storage and micro applications," *Journal of Energy Storage*, vol. 24, p. 100788, 2019.
- [7] F. Avellan, "Courses of Hydraulic Turbomachines 2010," *Ecole Polytehnique Federal de Lausanne, Elvetia,* 2010.
- [8] C. Nicolet, "Hydroacoustic modelling and numerical simulation of unsteady operation of hydroelectric systems," PhD Thesis, 3751, Ecole Polytehnique Federal de Lausanne, Elvetia, 2007.
- [9] A. Baya, "Notițe de curs," ed, 2010.
- [10] F. Avellan, "Flow Investigation in a Francis Draft Tube : the Flindt Project," Available: <u>https://infoscience.epfl.ch/record/58999/files/AIRHPU 00 1.pdf</u>, Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, 2000.
- [11] R. Susan-Resiga, S. Muntean, C. Tanasa, and A. Bosioc, "Hydrodynamic Design and Analysis of a Swirling Flow Generator," vol. Proc. 4th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, 2008.
- [12] R. A. Szakal, A. I. Bosioc, S. Muntean, D. Susan-Resiga, and L. Vékás, "Experimental investigations of a magneto-rheological brake embedded in a swirl generator apparatus," in *Advanced Structured Materials* vol. 98, 2019, pp. 265-279.
- [13] S. Muntean, A. I. Bosioc, R. A. Szakal, L. Vékás, and R. F. Susan-Resiga, "Hydrodynamic investigations in a swirl generator using a magnetorheological brake," in *Advanced Structured Materials* vol. 65, 2017, pp. 209-218.
- [14] I. Kougias *et al.*, "Analysis of emerging technologies in the hydropower sector," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 113, p. 109257, 2019.
- [15] Y. Wu, S. Li, S. Liu, H. S. Dou, and Z. Qian, *Vibration of Hydraulic Machinery*. Springer Netherlands, 2014.
- [16] D. Frunzăverde *et al.*, "Failure analysis of a Francis turbine runner," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, vol. 12, p. 012115.

- [17] T. Jacob, "Evaluation sur modèle réduit et prédiction de la stabilité de fonctionnement des turbines Francis " PhD Thesis, 1146, Ecole Polytehnique Federal de Lausanne, Elvetia, 1993.
- [18] S. Pasche, F. Gallaire, and F. Avellan, "Origin of the synchronous pressure fluctuations in the draft tube of Francis turbines operating at part load conditions," *Journal of Fluids and Structures,* vol. 86, pp. 13-33, Apr 2019.
- [19] X. Zhou, H.-g. Wu, and C.-z. Shi, "Numerical and experimental investigation of the effect of baffles on flow instabilities in a Francis turbine draft tube under partial load conditions," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 11, no. 1, p. 1687814018824468, 2019.
- [20] M. Nishi and S. Liu, "An Outlook on the Draft-Tube-Surge Study," International Journal of Fluid Machinery and Systems, vol. 6, 2013.
- [21] M. Nishi, S. Matsunaga, T. Kubota, and Y. Senoo, Surging Characteristics of Conical and Elbow-Type Draft Tubes. The 12th IAHR Symphosium on Hydraulic Machinery and System, Stirling, 1984.
- [22] M. Nishi, Matsunaga, S., Kubota, T., Senoo, Y., , "Flow regimes in an elbowtype draft tube," Proceeding of the 11th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and System, Amsterdam, 1982.
- [23] I. Litvinov, S. Shtork, E. Gorelikov, A. Mitriakov, and K. Hanjalic, "Unsteady regimes and pressure pulsations in draft tube of a model hydro turbine in a range of off-design conditions," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 91, pp. 410-422, 2018.
- [24] Rheingans, "Power swings in hydroelectric Power Plant," *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* vol. 6, pp. 171-184, 1940.
- [25] J. J. Cassidy and H. T. Falvey, "Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 41, no. 4, pp. 727-736, 1970.
- [26] M. Nishi and S. Liu, "An Outlook on the Draft-Tube-Surge Study," International Journal of Fluid Machinery and Systems, vol. 6, pp. 33-48, 2013.
- [27] R. C. Chanaud, "Observations of oscillatory motion in certain swirling flows," *Journal of Fluid Mechanics,* vol. 21, no. 1, pp. 111-127, 1965.
- [28] Z. Rusak, "The interaction of near-critical swirling flows in a pipe with inlet azimuthal vorticity perturbations," *Physics of Fluids,* vol. 10, no. 7, pp. 1672-1684, 1998.
- [29] T. Sarpkaya, "Effect of the Adverse Pressure Gradient on Vortex Breakdown," *AIAA Journal*, vol. 12, no. 5, pp. 602-607, 1974.
- [30] A. K. Gupta, D. G. Lilley, and N. Syred, *Swirl Flows*. Abacus Press, 1984.
- [31] R. A. Szakal, S. Muntean, A. I. Bosioc, R. Susan-Resiga, and L. Vékás, "3D numerical investigations of the swirling flow in a straight diffuser for the variable speed values of the rotor obtained with a magneto-rheological brake," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, vol. 774, p. 012019.
- [32] M. S. Iliescu, G. D. Ciocan, and F. o. Avellan, "3D PIV and LDV Measurements at the Outlet of a Francis Turbine Draft Tube," in *ASME 2002 Joint U.S.-European Fluids Engineering Division Conference*, 2002, vol. Volume 1: Fora, Parts A and B, pp. 311-316.
- [33] G. Ciocan, M. Iliescu, T. Vu, B. Nennemann, and F. Avellan, "Experimental Study and Numerical Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 129, pp. 146-158, 2007.
- [34] O. Kirschner, A. Ruprecht, and E. Göde, "Experimental investigation of pressure pulsation in a simplified draft tube," 3rd IAHR International Meeting

of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, 2009.

- [35] C. Nicolet, A. Zobeiri, P. Maruzewski, and F. Avellan, "On the upper part load vortex rope in Francis turbine: Experimental investigation," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, vol. 12, p. 012053.
- [36] S. Skripkin, M. Tsoy, P. Kuibin, and S. Shtork, "Study of Pressure Shock Caused by a Vortex Ring Separated From a Vortex Rope in a Draft Tube Model," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 139, p. 081103, 2017.
- [37] A. Bosioc, C. Tanasa, R. Resiga, and S. Muntean, "2D LDV Measurements of Swirling Flow in a Simplified Draft Tube," Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'09), Budapest, Hungary, 2009.
- [38] R. A. Szakal, A. Doman, and S. Muntean, "Influence of the reshaped elbow on the unsteady pressure field in a simplified geometry of the draft tube," *Energies,* Article vol. 14, no. 5, 2021.
- [39] H. C. R. Krishna, *Hydraulic Design of Hydraulic Machinery*. Avebury, 1997.
- [40] N. N. Kovalev, Hydroturbines, Design and Construction: (Gidroturbiny, Konstruktsii i Voprosy Proektirovaniya). Israel Program for Scientific Translations, 1965.
- [41] I. Anton, *Turbine hidraulice*. Timisoara: Editura Facla, 1979.
- [42] M. F. Gubin, V. V. Volshanik, and V. V. Kazennov, "Investigations of curved draft tubes with long exit cones," *Hydrotechnical Construction*, vol. 8, no. 10, pp. 949-956, 1974.
- [43] M. F. Gubin, *Draft Tubes of Hydro-electric Stations*. Amerind Publishing Company for the U.S. Bureau of Reclamation, 1973.
- [44] T. Vu, M. Koller, M. Gauthier, and C. Deschênes, "Flow simulation and efficiency hill chart prediction for a Propeller turbine," *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 4, no. 2, pp. 243-254, 2011.
- [45] T. C. Vu and S. Retieb, "Accuracy assessment of current CFD tools to predict hydraulic turbine efficiency hill chart," Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Laussane, 2002.
- [46] S. Mauri, "Numerical simulation and flow analysis of an elbow diffuser," PhD Thesis, 2527, Ecole Polytehnique Federal de Lausanne, Elvetia, 2002.
- [47] T. Vu, C. Devals, Y. Zhang, B. Nennemann, and F. Guibault, "Steady and unsteady flow computation in an elbow draft tube with experimental validation," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, vol. 12, p. 012045.
- [48] R. Susan-Resiga, S. Muntean, T. Ciocan, T. De Colombel, and P. Leroy, "Surrogate runner model for draft tube losses computation within a wide range of operating points," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2014, vol. 22, no. 1, p. 012022.
- [49] J. Schiffer, H. Benigni, and H. Jaberg, "An analysis of the impact of draft tube modifications on the performance of a Kaplan turbine by means of computational fluid dynamics," in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2018, vol. 232, no. 11, pp. 1937-1952.
- [50] N. Dahlbäck, "Redesign of Sharp Heel Draft Tube Results from Tests in Model and Prototype," Dordrecht, 1996, pp. 985-993: Springer Netherlands.
- [51] U. Andersson, "An experimental study of the flow in a sharp-heel Kaplan draft tube," PhD. Thesis, Luleå University of Technology, 2009.
- [52] D. Marjavaara, "CFD driven optimization of hydraulic turbine draft tubes using surrogate models," PhD. Thesis, Luleå University of Technology, 2006.

- [53] R. Gebart, H. Gustavsson, and R. Karlsson, "Proceedings of Turbine-99: workshop on draft tube flow," Luleå University of Technology, 2000.
- [54] M. Cervantes, F. Engström, and H. Gustavsson, *Turbine-99 III: Proceedings* of the third IAHR/ERCOFTAC workshop on draft tube flow. Luleå University of Technology, 2005.
- [55] T. F. Engström, H. Gustavsson, and R. Karlsson, "Proceedings of Turbine-99-Workshop 2: The second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow, Älvkarleby, Sweden, 2002.
- [56] B. Marjavaara and T. Lundström, "Redesign of a sharp heel draft tube by a validated CFD optimization," *International journal for numerical methods in fluids*, vol. 50, no. 8, pp. 911-924, 2006.
- [57] Z. Tong *et al.*, "Investigating the performance of a super high-head Francis turbine under variable discharge conditions using numerical and experimental approach," *Energies*, vol. 13, no. 15, p. 3868, 2020.
- [58] P. Guo, Z. Wang, L. Sun, and X. Luo, "Characteristic analysis of the efficiency hill chart of Francis turbine for different water heads," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 9, no. 2, p. 1687814017690071, 2017.
- [59] H. T. Falvey, Cassidy, J.J., "Frequency and amplitude of pressure surges generated by swirling flows," International Association of Hydraulic Research Symposium on Hydraulic Machinery and System, Stockholm, 1970.
- [60] H. T. Falvey, "Draft tube surges," US Bureau of Reclamation Report REC-ERC-71-42REC-ERC-71-42, 1971.
- [61] T. Jacob and J. E. Prenat, "Francis turbine surge: Discussion and data base," *Hydraulic Machinery and Cavitation, Vols I and Ii,* pp. 855-864, 1996.
- [62] A. Favrel, A. Muller, C. Landry, K. Yamamoto, and F. Avellan, "Study of the vortex-induced pressure excitation source in a Francis turbine draft tube by particle image velocimetry," *Experiments in Fluids*, vol. 56, no. 12, 2015.
- [63] A. Baya, S. Muntean, V. C. Câmpian, A. Cuzmoş, M. Diaconescu, and G. Bălan, "Experimental investigations of the unsteady flow in a Francis turbine draft tube cone," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2010, vol. 12, p. 012007.
- [64] H. Grein, "Vibration phenomena in francis turbines; their causes and prevention," *Escher Wyss News,* vol. 54, 1981.
- [65] H. Ohashi, *Vibration and oscillation of hydraulic machinery*. Routledge, 2016.
- [66] C. Valero, M. Egusquiza, E. Egusquiza, A. Presas, D. Valentin, and M. Bossio, "Extension of Operating Range in Pump-Turbines. Influence of Head and Load," *Energies*, vol. 10, no. 12, p. 2178, 2017.
- [67] A. Müller, A. Favrel, C. Landry, and F. Avellan, "Fluid-structure interaction mechanisms leading to dangerous power swings in Francis turbines at full load," *Journal of Fluids and Structures*, vol. 69, pp. 56-71, 2017.
- [68] F. Casanova, "Failure analysis of the draft tube connecting bolts of a Francistype hydroelectric power plant," *Engineering Failure Analysis,* vol. 16, no. 7, pp. 2202-2208, 2009.
- [69] D. Thibault, M. Gagnon, and S. Godin, "The effect of materials properties on the reliability of hydraulic turbine runners," *International Journal of Fluid Machinery and Systems,* vol. 8, no. 4, pp. 254-263, 2015.
- [70] A. Luna-Ramírez, A. Campos-Amezcua, O. Dorantes-Gómez, Z. Mazur-Czerwiec, and R. Muñoz-Quezada, "Failure analysis of runner blades in a Francis hydraulic turbine — Case study," *Engineering Failure Analysis*, vol. 59, pp. 314-325, 2016.

- [71] X. Liu, Y. Luo, A. Presas, Z. Wang, and L. Zhou, "Cavitation Effects on the Structural Resonance of Hydraulic Turbines: Failure Analysis in a Real Francis Turbine Runner," *Energies,* vol. 11, no. 9, 2018.
- [72] H. Foroutan and S. Yavuzkurt, "Flow in the simplified draft tube of a Francis turbine operating at partial load—part II: control of the vortex rope," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 81, no. 6, 2014.
- [73] M. Nishi, X. Wang, K. Yoshida, T. Takahashi, and T. Tsukamoto, "An experimental study on fins, their role in control of the draft tube surging," in *Hydraulic machinery and cavitation*: Springer, 1996, pp. 905-914.
- [74] J. Kurokawa, H. Imamura, and Y.-D. Choi, "Effect of J-groove on the suppression of swirl flow in a conical diffuser," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 132, no. 7, 2010.
- [75] A. I. Bosioc, R. Szakal, C. Tanasa, and R. F. Susan-Resiga, "Experimental Investigation of a Free Runner Concept Downstream of Francis Turbines," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2022, vol. 1079, no. 1, p. 012018.
- [76] H. T. Falvey, "Draft Tube Surges: A Review of Present Knowledge and an Annotated Bibliography," Bureau of Reclamation, Engineering and Research Center, 1971.
- [77] T. Vekve, "An experimental investigation of draft tube flow," PhD. Thesis, Luleå University of Technology, 2004.
- [78] Z.-d. Qian, W. Li, W.-x. Huai, and Y. Wu, "The effect of runner cone design on pressure oscillation characteristics in a Francis hydraulic turbine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 226, pp. 137-150, 2012.
- [79] K. Nakanishi and Ueda, "Air supply into draft tube of Francis turbine," *Fuji Electric Review,* vol. 10, no. 3, pp. 81-91, 1964.
- [80] S. Muntean, R. F. Susan-Resiga, V. C. Campian, C. Dumbravă, and A. Cuzmoş, "In situ unsteady pressure measurements on the draft tube cone of the Francis turbine with air injection over an extended operating range," *UPB Sci. Bull., Ser. D*, vol. 76, no. 3, pp. 173-180, 2014.
- [81] D. Chirkov, P. Scherbakov, V. Skorospelov, S. Cherny, and A. Zakharov, "Numerical simulation of air injection in Francis turbine," in IOP conference series: earth and environmental science, 2019, vol. 240, no. 2, p. 022043.
- [82] C. Nicolet, A. Zobeiri, P. Maruzewski, and F. Avellan, "Experimental investigations on upper part load vortex rope pressure fluctuations in francis turbine draft tube," *International Journal of Fluid Machinery Systems,* vol. 4, no. 1, pp. 179-190, 2011.
- [83] M. Mohammadi, E. Hajidavalloo, and M. Behbahani-Nejad, "Investigation on combined air and water injection in francis turbine draft tube to reduce vortex rope effects," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 141, no. 5, 2019.
- [84] C. Tanasa, R. Susan-Resiga, S. Muntean, and A. I. Bosioc, "Flow-Feedback Method for Mitigating the Vortex Rope in Decelerated Swirling Flows," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 135, no. 6, 2013.
- [85] M. Kjeldsen, K. Olsen, T. Nielsen, and O. Dahlhaug, "Water injection for the mitigation of draft tube pressure pulsations," in IAHR international meeting of WG on cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems, 2006.
- [86] S. Adolfsson, "Expanding operation ranges using active flow control in Francis turbines," Student Thesis, Luleå University of Technology, 2014.

- [87] G. Blommaert, J. Prenat, F. Avellan, and A. Boyer, "Active control of Francis turbine operation stability," in *Proceedings of the 3rd ASME/JSME joint fluids engineering conference*, 1999, pp. 1-8.
- [88] R. Susan-Resiga, T. C. Vu, S. Muntean, G. D. Ciocan, and B. Nennemann, "Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge," in 23rd IAHR Symposium Conference, 2006, pp. 67-80.
- [89] A. I. Bosioc, R. Susan-Resiga, S. Muntean, and C. Tanasa, "Unsteady Pressure Analysis of a Swirling Flow With Vortex Rope and Axial Water Injection in a Discharge Cone," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 134, no. 8, 2012.
- [90] C. Tanasa, R. Szakal, D. Mos, T. Ciocan, and S. Muntean, "Experimental and numerical analysis of decelerated swirling flow from the discharge cone of hydraulic turbines using pulsating jet technique," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, vol. 240, p. 022010.
- [91] A. I. Bosioc, S. Muntean, C. Tanasa, R. Susan-Resiga, and L. Vékás, "Unsteady pressure measurements of decelerated swirling flow in a discharge cone at lower runner speeds," IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2014, vol. 22, p. 032008.
- [92] R. Susan-Resiga, et al., "Turbomachinery swirling flow optimization and control with technology of magnetorheological fluids systems," *Grant Swiss National Sciences Foudation, SCOPES Joint Research Project IB7320-110942, UPT 6/23.11.2005, parteneri: EPFL-UPT, 2005-2008.*
- [93] S. Muntean, et al., "Integrarea Tehnologiilor Magneto-Reologice Speciale si al Controlului Avansat al Curgerii in Aplicatii Industriale - ISMART-Flow," Matnantech CEX-M1-C2-1185, Contract No. 64/2006, Institutie - Filiala Coordonatoare: Academia Romana Timisoara, Parteneri: Universitatea Politehnica Timisoara (P1), Universitatea de Vest Timisoara (P2), Universitatea "Eftimie Murgu" Resita (P3) 2006-2008.
- [94] R. A. Szakal, D. Mecea, A. I. Bosioc, I. Borbath, and S. Muntean, "Design and testing a magneto-rheological brake with cylindrical configuration," *Proceedings of the Romanian Academy Series a-Mathematics Physics Technical Sciences Information Science*, vol. 22, no. 2, pp. 189-197, 2021.
- [95] J. Rabinow, "The Magnetic Fluid Clutch," *Transactions of the American Institute of Electrical Engineers,* vol. 67, no. 2, pp. 1308-1315, 1948.
- [96] J. Huang, P. Wang, and G. Wang, "Squeezing Force of the Magnetorheological Fluid Isolating Damper for Centrifugal Fan in Nuclear Power Plant," *Science and Technology of Nuclear Installations,* vol. 2012, p. 175703, 2012.
- [97] D. H. Wang and W. H. Liao, "Magnetorheological fluid dampers: a review of parametric modelling," *Smart Materials and Structures,* vol. 20, no. 2, p. 023001, 2011.
- [98] M. Lita, N. C. Popa, C. Velescu, and L. N. Vekas, "Investigations of a magnetorheological fluid damper," *IEEE Transactions on Magnetics,* vol. 40, no. 2, pp. 469-472, 2004.
- [99] M. Giuclea, T. Sireteanu, D. Stancioiu, and C. Stammers, "Modeling of magneto rheological damper dynamic behavior by genetic algorithms based inverse method," *Proceedings of the Romanian Academy Series a-Mathematics Physics Technical Sciences Information Science*, vol. 5, no. 1, pp. 000-000, 2004.
- [100] T. Sireteanu, D. Stancioiu, and C. W. Stammers, "Modelling of magnetorheological fluid dampers," *Proceedings of the Romanian Academy Series a-Mathematics Physics Technical Sciences Information Science*, vol. 2, pp. 105-113, 2001.

- [101] G. Hu, L. Wu, and L. Li, "Torque Characteristics Analysis of a Magnetorheological Brake with Double Brake Disc," *Actuators*, vol. 10, no. 2, p. 23, 2021.
- [102] Z. Jiao, H. Zhang, Y. Shang, X. Liu, and S. Wu, "A power-by-wire aircraft brake system based on high-speed on-off valves," *Aerospace Science and Technology*, vol. 106, p. 106177, 2020.
- [103] N. Wang, X. Liu, G. Krolczyk, Z. Li, and W. Li, "Effect of Temperature on the Transmission Characteristics of High-Torque Magnetorheological Brakes," *Smart Materials and Structures*, vol. 28, 2019.
- [104] P. Lijesh, D. Kumar, and K. V. Gangadharan, "Design of magneto-rheological brake for optimum dimension," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 40, 2018.
- [105] W. Li and H. Du, "Design and experimental evaluation of a magnetorheological brake," *The international journal of advanced manufacturing technology*, vol. 21, no. 7, pp. 508-515, 2003.
- [106] J. Huang, J. Zhang, Y. Yang, and Y. Wei, "Analysis and design of a cylindrical magneto-rheological fluid brake," *Journal of Materials Processing Technology* - *J MATER PROCESS TECHNOL*, vol. 129, pp. 559-562, 2002.
- [107] J.D. Carlson, "Magneto-rheological brake with integrated flywheel " US Patent no. 6186290, 2001.
- [108] J.D. Carlson, D., Leroy, D., F., Holzheimer, C., J., , "Controllable Brake ", US Patent no. 5842547, 1998.
- [109] A. I. Bosioc, T. Ardelean, R. Szakal, S. Muntean, I. Borbath, and L. Vékás, "Experimental investigations of a MR clutch for a centrifugal pump," in *Advanced Structured Materials* vol. 98, 2019, pp. 253-263.
- [110] D. Wang, B. Zi, S. Qian, and J. Qian, "Steady-State Heat-Flow Coupling Field of a High-Power Magnetorheological Fluid Clutch Utilizing Liquid Cooling," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 139, no. 11, 2017.
- [111] D. Wang, B. Zi, Y. Zeng, F. Xie, and Y. Hou, "An investigation of thermal characteristics of a liquid-cooled magnetorheological fluid-based clutch," *Smart Materials and Structures,* vol. 24, 2015.
- [112] T. Borbáth, D. Bica, I. Potencz, I. Borbath, T. Boros, and L. Vekas, "Leakagefree Rotating Seal Systems with Magnetic Nanofluids and Magnetic Composite Fluids Designed for Various Applications," *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 4, 2011.
- [113] M. Kubík, D. Pavlíček, O. Macháček, Z. Strecker, and J. Roupec, "A magnetorheological fluid shaft seal with low friction torque," J Smart Materials Structures, vol. 28, no. 4, p. 047002, 2019.
- [114] G. Hu, M. Long, L. Yu, and W. Li, "Design and performance evaluation of a novel magnetorheological valve with a tunable resistance gap," *Smart Materials and Structures,* vol. 23, no. 12, p. 127001, 2014.
- [115] W. I. Kordonski, A. B. Shorey, and M. Tricard, "Magnetorheological jet (MR Jet TM) finishing technology," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 128, no. 1, 2006.
- [116] T. Wang, H. Cheng, W. Zhang, H. Yang, and W. Wu, "Restraint of path effect on optical surface in magnetorheological jet polishing," *Applied optics*, vol. 55, no. 4, pp. 935-942, 2016.
- [117] A. G. Olabi and A. Grunwald, "Design and application of magneto-rheological fluid," *Materials & Design*, vol. 28, no. 10, pp. 2658-2664, 2007.

- K. Karakoc, E. J. Park, and A. Suleman, "Design considerations for an [118] automotive magnetorheological brake," Mechatronics, vol. 18, no. 8, pp. 434-447, 2008.
- A. Poznj , A. Zelj , and L. Szabó, "Magnetorheological Fluid Brake Basic [119] Performances Testing with Magnetic Field Efficiency Improvement Proposal," Hungarian Journal of Industrial Chemistry, vol. 40, pp. 107-111, 2012. B. Sapiński, W. Horak, and M. Szczęch, "Investigation of MR fluids in the
- [120] oscillatory squeeze mode," Acta Mechanica et Automatica, vol. 7, 2013.
- B. Sapiński and M. Szczęch, "CFD model of a magnetorheological fluid in [121] squeeze mode," Acta Mechanica et Automatica, vol. 7, 2013.
- I. Ismail and S. Aqida, "Fluid-Particle Separation of Magnetorheological (MR) [122] Fluid in MR Machining Application," Key Engineering Materials, vol. 611 - 612, pp. 746-755, 2014.
- [123] L. Vékás, "Ferrofluids and magnetorheological fluids," in Advances in science and technology, 2008, Trans Tech Publ, vol. 54, pp. 127-136.
- M. T. López-López, P. Kuzhir, L. Rodríguez-Arco, J. Caballero-Hernández, J. [124] D. G. Durán, and G. Bossis, "Stick-slip instabilities in the shear flow of magnetorheological suspensions," Journal of Rheology, vol. 57, no. 4, pp. 1101-1119, 2013.
- [125] G. Bossis, O. Volkova, S. Lacis, and A. Meunier, "Magnetorheology: Fluids, Structures and Rheology," in Ferrofluids: Magnetically Controllable Fluids and Their Applications, , Ed. S. Odenbach, Springer Berlin Heidelberg, 2002, pp. 202-230.
- [126] D. Susan-Resiga and L. Vékás, "Yield stress and flow behavior of concentrated ferrofluid-based magnetorheological fluids: the influence of composition," Rheologica Acta, vol. 53, no. 8, pp. 645-653, 2014.
- T. G. Mezger, The Rheology Handbook: For Users of Rotational and Oscillatory [127] Rheometers. Vincentz Network, 2006.
- F. Goncalves, "A Review of the State of the Art in Magnetorheological Fluid [128] Technologies - Part I: MR fluid and MR fluid models," The Shock and Vibration Digest, vol. 38, pp. 203-219, 2006.
- [129] D. Susan-Resiga, V. Socoliuc, A. Bunge, R. Turcu, and L. Vékás, "From high colloidal stability ferrofluids to magnetorheological fluids: Tuning the flow behavior by magnetite nanoclusters," Smart Materials and Structures, Article vol. 28, no. 11, 2019.
- [130] R. Patel, "Mechanism of chain formation in nanofluid based MR fluids," Journal of Magnetism and Magnetic Materials, vol. 323, no. 10, pp. 1360-1363, 2011.
- [131] H. Nguyen and S. Choi, "Selection of magnetorheological brake types via optimal design considering maximum torque and constrained volume," Smart Materials and Structures, vol. 21, p. 015012, 2011.
- [132] S. Acharya and H. Kumar, "Investigation of magnetorheological brake with rotor of combined magnetic and non-magnetic materials," SN Applied Sciences, vol. 1, no. 9, p. 997, 2019.
- W. H. Li and H. Du, "Design and experimental evaluation of a [133] magnetorheological brake," The international journal of advanced manufacturing technology, vol. 21, no. 7, pp. 508-515, 2003.
- C. Rossa, A. Jaegy, J. Lozada, and A. Micaelli, "Design Considerations for [134] Magnetorheological Brakes," Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on, vol. 19, pp. 1669-1680, 2014.

- [135] D. Susan-Resiga and L. Vekas, "Ferrofluid-based magnetorheological fluids: tuning the properties by varying the composition at two hierarchical levels," *Rheologica Acta*, vol. 55, 2016.
- [136] J. D. Carlson, D. M. Catanzarite, and K. A. S. Clair, "Commercial magnetorheological fluid devices," vol. 10, no. 23n24, pp. 2857-2865, 1996.
- [137] ***Arnold Magnetic Technologies, "Soft Magnetic Applications Guide."
- [138] W. Querfurth, *Coil Winding: A Description of Coil Winding Procedures, Winding Machines and Associated Equipment*. G. Stevens Mfg. Company, 1954.
- [139] K. Karakoc, "Design of a magnetorheological brake system based on magnetic circuit optimization," Master Thesis, University of Victoria, 2007.
- [140] Lord Corporation, Available: <u>https://www.lord.com/</u>
- [141] H. M. Laun, C. Kormann, and N. Willenbacher, "Rheometry on magnetorheological (MR) fluids," *Rheologica Acta*, vol. 35, no. 5, pp. 417-432, 1996.
- [142] J. F. Steffe, *Rheological methods in food process engineering*. East Lansing (Mich.): Freeman Press, 1992.
- [143] D. Susan-Resiga and L. Vékás, "From high magnetization ferrofluids to nanomicro composite magnetorheological fluids: Properties and applications," *Romanian Reports in Physics*, Article vol. 70, no. 1, 2018.
- [144] R. A. Szakal, D. Susan-Resiga, S. Muntean, and L. Vekas, "Magnetorheological fluids flow modelling used in a magnetorheological brake configuration," Proceedings of 2019 International Conference on ENERGY and ENVIRONMENT (CIEM 2019), 2019, pp. 403-407.
- [145] E. M. Attia, N. M. Elsodany, H. A. El-Gamal, and M. A. Elgohary, "Theoretical and experimental study of magneto-rheological fluid disc brake," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 56, no. 2, pp. 189-200, 2017.
- [146] F. Goncalves, "Characterizing the Behavior of Magnetorheological Fluids at High Velocities and High Shear Rates," PhD. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2005.
- [147] N. Kumbhar, S. Patil, and S. Sawant, "Synthesis and characterization of magneto-rheological (MR) fluids for MR brake application," *Engineering Science and Technology, an International Journal,* vol. 63, 2015.
- [148] S. Genç, "Synthesis and properties of magnetorheological (MR) fluids," PhD. Thesis, University of Pittsburgh, 2002.
- [149] ISO 3219:1993 Plastics Polymers/resins in the liquid state or as emulsions or dispersions - Determination of viscosity using a rotational viscometer with defined shear rate., 1993.
- [150] Anton Paar, Available: <u>https://www.anton-paar.com/us-en/</u>
- [151] D. Susan-Resiga and P. Barvinschi, "Correlation of rheological properties of ferrofluid-based magnetorheological fluids using the concentrationmagnetization superposition," *Journal of Rheology*, Article vol. 62, no. 3, pp. 739-752, 2018.
- [152] O. Marinica, D. Susan-Resiga, F. Bălănean, D. Vizman, V. Socoliuc, and L. Vekas, "Nano-micro composite magnetic fluids: Magnetic and magnetorheological evaluation for rotating seal and vibration damper applications," *Journal of Magnetism and Magnetic Materials,* vol. 406, 2015.
- [153] M. T. López-López, J. de Vicente, G. Bossis, F. González-Caballero, and J. D. G. Durán, "Preparation of stable magnetorheological fluids based on extremely bimodal iron-magnetite suspensions," *Journal of Materials Research*, vol. 20, no. 4, pp. 874-881, 2005.

- [154] H. M. Laun, G. Schmidt, C. Gabriel, and C. Kieburg, "Reliable plate-plate MRF magnetorheometry based on validated radial magnetic flux density profile simulations," *Rheologica Acta*, vol. 47, no. 9, pp. 1049-1059, 2008.
- [155] A. Bosioc, T. Beja, S. Muntean, I. Borbáth, and L. Vekas, "Experimental Investigations of MR Fluids in Air and Water Used for Brakes and Clutches," in Advanced Structured Materials, vol. 65, 2017, pp. 197-207.
- [156] R. F. Susan-Resiga, C. Popescu, R. Szakal, S. Muntean, and A. Stuparu, "A benchmark test case for swirling flows: Design of the swirl apparatus, experimental data, and numerical challenges," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, vol. 240, pp. 072004.
- [157] G. D. Ciocan, M. S. Iliescu, T. C. Vu, B. Nennemann, and F. Avellan, "Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex,", *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, vol. 129, no. 2, pp. 146-158, 2007.
- [158] A. Bosioc, R. Susan-Resiga, and S. Muntean, "Design and Manufacturing of a Convergent-Divergent Test Section for Swirling Flow Apparatus," 4th German-Romanian Workshop on Turbomachinery, Stuttgart, 2008.
- [159] R. Resiga *et al.*, *Swirling flow apparatus and test rig for flow control in hydraulic turbines discharge cone*, 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, 2007.
- [160] Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines Model Acceptance Tests, IEC 60193, , 1999.
- [161] S. Muntean, C. Tănasă, A. I. Bosioc, and D. C. Moş, "Investigation of the Plunging Pressure Pulsation in a Swirling Flow with Precessing Vortex Rope in a Straight Diffuser," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2016, vol. 49, p. 082010.
 [162] A. I. Bosioc, "Controlul curgerii cu rotație în conul tubului de aspirație al
- [162] A. I. Bosioc, "Controlul curgerii cu rotație în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice," PhD. Thesis, University Politehnica Timisoara, Timisoara, 2011.
- [163] ***, "Dantec Dynamics, BSA Flow Software," 2002.
- [164] D. Moş, S. Muntean, A. Bosioc, C. Tanasa, and R. Resiga, "Experimental Investigation of the Unsteady Pressure Field in Decelerated Swirling Flow with 74° Sharp Heel Elbow," IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2017, vol. 813, p. 012046.
- [165] S. Muntean, D. C. Moş, R. A. Szakal, A. I. Bosioc, and R. Susan-Resiga, "Influence of the elbow shape on the unsteady pressure field in decelerated swirling flows," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, vol. 774.
- [166] P. K. Doerfler and N. Ruchonnet, "A statistical method for draft tube pressure pulsation analysis," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, vol. 15, no. 6, p. 062002.
- [167] A. I. Bosioc and C. Tanasa, "Experimental study of swirling flow from conical diffusers using the water jet control method," *Renewable Energy*, vol. 152, pp. 385-398, 2020.
- [168] A. Javadi, A. Bosioc, H. Nilsson, S. Muntean, and R. Susan-Resiga, "Experimental and Numerical Investigation of the Precessing Helical Vortex in a Conical Diffuser, With Rotor-Stator Interaction," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 138, no. 8, 2016.

- [169] G. Sottas and I. L. Ryhming, *3D-Computation of Incompressible Internal Flows: Proceedings of the GAMM Workshop Held at EPFL, 13–15 September 1989, Lausanne, Switzerland*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [170] C. Trivedi, P. J. Gogstad, and O. G. Dahlhaug, "Investigation of the unsteady pressure pulsations in the prototype Francis turbines – Part 1: Steady state operating conditions," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 108, pp. 188-202, 2018.
- [171] T. L. Wahl, "Draft tube surging hydraulic model study, " Master Thesis, Colorado State University, 1990.
- [172] S. Pasche, F. Avellan, and F. Gallaire, "Part Load Vortex Rope as a Global Unstable Mode," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 139, no. 5, p. 051102, 2017.
- [173] A. Stuparu and R. Resiga, "The Complex Dynamics of the Precessing Vortex Rope in a Straight Diffuser," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2016, vol. 49, p. 082013.
- [174] O. Kirschner, A. Ruprecht, E. Göde, and S. Riedelbauch, "Experimental investigation of pressure fluctuations caused by a vortex rope in a draft tube," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, vol. 15, no. 6, p. 062059.
- [175] R. Susan-Resiga, S. Muntean, V. Hasmatuchi, I. Anton, and F. Avellan, "Analysis and Prevention of Vortex Breakdown in the Simplified Discharge Cone of a Francis Turbine," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 132, no. 5, 2010.
- [176] E. Vagnoni, D. Valentin, and F. Avellan, "Dynamic behaviour of a Francis turbine during voltage regulation in the electrical power system," *International Journal of Electrical Power & Energy Systems,* vol. 125, p. 106474, 2021.
- [177] S. Muntean, *Analiza numerică a curgerii în turbinele hidraulice Francis* Timisoara: Editura Orizonturi Universitare, 2008.
- [178] A. Javadi, A. Bosioc, H. Nilsson, M. S., and R. Susan-Resiga, "Swirling flow in a conical diffuser generated with rotor-stator interaction," *Application Challenge AC6-14, ERCOFTAC,* 2016.
- [179] Ansys Fluent Theory Guide, Release 15.0. . 2013.
- [180] (27.03.2023). MODFLOW-2005, The U.S. Geological Survey Modular Ground-Water Model. Available: <u>https://pubs.usgs.gov/tm/2005/tm6A16/PDF/TM6-A16ch7.pdf</u>
- [181] S. Muntean, R. F. Susan-Resiga, and I. Anton, "Mixing interface algorithm for 3D turbulent flow analysis of the GAMM Francis turbine," *Modelling Fluid Flow*, ed. Springer, pp. 359-372, 2004.
- [182] D. Holmes, *Mixing Planes Revisited: A Steady Mixing Plane Approach Designed* to Combine High Levels of Conservation and Robustness. 2008.
- [183] R. Susan-Resiga, S. Muntean, P. Stein, and F. Avellan, "Axisymmetric swirling flow simulation of the draft tube vortex in Francis turbines at partial discharge," *International Journal of Fluid Machinery Systems*, vol. 2, no. 4, pp. 295-302, 2009.
- [184] S. Muntean, Moș, D.C., Tănasă, C., Bosioc, A.I., Susan-Resiga, R., , "The plunging component of low frequecy in swirling flows with and without a 90 degree heel elbow," Proceedings of the 19th International Conference on Hydropower Plants Vienna, Austria, 9-11 November, 2016.

- [185] G. Ciocan and I. Sanda, "3D PIV Measurements in Two Phase Flow and Rope Parametrical Modeling" IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz do Iguassu, 2008.
- [186] P. Kuibin, R. Resiga, and S. Muntean, "A model for precessing helical vortex in the turbine discharge cone," in IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2014, vol. 22, p. 022024.
- [187] R. Haimes and D. Kenwright, "On the velocity gradient tensor and fluid feature extraction," in *14th Computational Fluid Dynamics Conference*(Fluid Dynamics and Co-located Conferences: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1999.
- [188] J. J. More, B. S. Garbow, and K. E. Hillstrom, "User guide for MINPACK-1. [In FORTRAN]," United States1980-08-01 1980, Available: <u>https://www.osti.gov/servlets/purl/6997568</u>.
- [189] D. N. Kenwright and R. Haimes, "Automatic vortex core detection," *IEEE Computer Graphics and Applications,* vol. 18, no. 4, pp. 70-74, 1998.
- [190] S. Skripkin, Z. Zuo, M. Tsoy, P. Kuibin, and S. Liu, "Oscillation of Cavitating Vortices in Draft Tubes of a Simplified Model Turbine and a Model Pump-Turbine," *Energies*, vol. 15, pp. 1-19, 2022.
- [191] T. Ciocan, R. Susan-Resiga, and S. Muntean, "Improving Draft Tube Hydrodynamics over a Wide Operating Range," *Proceedings of the Romanian Academy Series a-Mathematics Physics Technical Sciences Information Science*, vol. 15, no. 2, pp. 182-190, 2014.
- [192] R. H. Thicke, "Practical solutions for draft tube instability," *Water Power Dam Constructions,* vol. 33, no. 2, pp. 31-37, 1981.
- [193] N. N. Kovalev, Hydroturbines, design and construction = (Gidroturbiny, konstruktsii i voprosy proektirovaniya). Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations, 1965.
- [194] A. Abbas and A. Kumar, "Development of draft tube in hydro-turbine: a review," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 38, no. 3, pp. 323-330, 2015.
- [195] K. Schaber, F. Steinke, P. Mühlich, and T. Hamacher, "Parametric study of variable renewable energy integration in Europe: Advantages and costs of transmission grid extensions," *Energy Policy*, vol. 42, pp. 498-508, 2012.
- [196] L. Hirth and I. Ziegenhagen, "Balancing power and variable renewables: Three links," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 50, pp. 1035-1051, 2015.
- [197] R. F. Susan-Resiga, S. Muntean, F. Avellan, and I. Anton, "Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating range,", *Applied Mathematical Modelling*, vol. 35, no. 10, pp. 4759-4773, 2011.
- [198] M. Escudier, "Confined Vortices in Flow Machinery," *Annual Review of Fluid Mechanics,* vol. 19, no. 1, pp. 27-52, 1987.
- [199] U. J. Palde, "Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines," US Bureau of Reclamation Report REC-ERC-72-24 REC-ERC-72-24, 1972.
- [200] M. H. Khozaei, A. Favrel, and K. Miyagawa, "On the generation mechanisms of low-frequency synchronous pressure pulsations in a simplified draft-tube cone," *International Journal of Heat and Fluid Flow,* vol. 93, p. 108912, 2022.

Curriculum Vitae



Szakal Raul Alexandru 38, Livadia , 337036, Jud. Hunedoara Tel.: 0726892591 E-mail: <u>raul.szakal@yahoo.com</u> Data nașterii: 22.08.1993, Petroșani Naționalitate: Română

Experiență profesională

Ianuarie	Cercetător Științific, Academia Română – Filiala Timișoara,	
2021 -	domeniul inginerie mecanica specialitatea masini hidraulice	
prezent	cu dispozitive de control cu fluide magneto-reologice	
Octombrie	Doctorand cu frecvență, Școala Doctorală a Universității Politehnica	
2018 –	Timișoara, Investigații ale câmpului hidrodinamic și controlul	
prezent	curgerii utilizând dispozitive magneto-reologice.	
Iulie 2017-	Inginer cercetare mașini hidraulice și pneumatice, Universitatea	
Septembrie	Politehnica Timișoara, Analiza comportamentului în exploatare a	
2018	pompelor de apă uzată (Aquatim)	
Noiembrie	Asistent de cercetare în mașini hidraulice și pneumatice,	
2016-	Universitatea Politehnica Timișoara, Execuție și montaj soluție de	
Octombrie	control a curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de	
2017	presiune (jet pulsator) și investigații experimentale	
Mai 2016 –	Asistent de cercetare în mașini hidraulice și pneumatice,	
septembrie	Universitatea Politehnica Timișoara, Măsurători experimentale 2D	
2016	Laser Doppler Velocimetry și a câmpului de presiune nestaționar	

Educație și formare

Octombrie	Doctorat în Inginerie Mecanică, Școala Doctorală a Universității
2018 –	Politehnica Timișoara, <i>Investigații ale câmpului hidrodinamic și</i>
prezent	controlul curgerii utilizând dispozitive magneto-reologice.
Septembrie 2016 – Iunie 2018	Master în Inginerie Mecanică, Facultatea de Mecanică, Universitatea Politehnica Timișoara, <i>Evaluarea regimurilor</i> <i>hidrodinamice induse de generatorul de curgere cu vârtej la</i> <i>turație variabilă prin frânare magneto-reologică</i>

SeptembrieDiplomă de Inginer, Facultatea de Mecanică, Universitatea2012 - IuniePolitehnica Timișoara, Studiul și proiectarea unui stand pentru2016încercarea turbinelor hidraulice.

Membru în proiecte de cercetare

PN-III-P2-2.11-PED-2021- 1479 contract de finanțare nr. 723PED/2022	Ambreiaj magneto-reologic în construcție modulara pentru unități de pompare -MRC-LEGO-HYDRO
PN-III-P1-1.1.TE-2019- 1594 contract nr. TE179 /29.10.2020	Rotor liber pentru controlul curgerii cu rotație la ieșirea din turbinele hidraulice
PN-III-P2-2.1-BG-2016- 0082 contract de finanțare nr. BG63/2016	Transfer de cunoaștere pentru creșterea timpului de funcționare al pompelor pluviale pentru sistemele de apa uzata
PN-II-ID-PCE-2012-4-0634 contract de finanțare nr. 17/02.09.2016	Instabilități auto-induse ale curgerii cu rotație în turbine hidraulice la regimuri departe de regimul optim.
RU-TE-2014-4-0489 contract de finanțare nr. 61/2015	Controlul curgerilor cu vârtej din difuzorul conic al turbinelor hidraulice utilizând jet de apă pulsator

Participări și deplasări la seminarii, conferințe naționale și internaționale

Diaspora în Cercetarea Științifică și Învățământul superior din România "Diaspora și prietenii ei", Workshop exploratoriu: Actualitate si perspectiva în domeniul energiilor regenerabile , Timișoara, România, 2016.

Seminarul de nanoparticule magnetice, fluide controlabile magnetic și aplicații tehnice, organizator Roseal SA, Odorheiu Secuiesc, Romania, 2017.

20th International Seminar on Hydropower Plants – Celebrating 40 Years of industry – Academic Engagement, Viena, Austria, 2018.

1st HES-SO VS – UPT Workshop on Hydraulic Research Activities, parteneriat Universitatea Politehnica Timisoara (România) - Haute Ecole Spécialisée de Suisse occidentale (HES-SO, Elveția), Sion, Elveția, 2018.

Prezentare *Magnetorheological brake of the University Politehnica Timișoara,* în cadru parteneriat Academia Română – Filiala Timișoara și Universitatea Pannonia (acord de colaborare No. 41/22.01.2019), Veszprém, Ungaria, 2019.

WORKSHOP: Magnetic nanoparticles, magnetoresponsive nanocomposites and magnetically controllable fluids: synthesis, characterization and applications, Timișoara, România, 2019.

Prezentare Magnetorheological Fluids Flow Modelling Used in a Magnetorheological Brake Configuration la 9th International Conference on Energy and Environment, Timișoara, Romania, 2019.

Prezentare On-line 3D numerical investigations of the swirling flow in a straight diffuser for the variable speed values of the rotor obtained with a magnetorheological brake la 30TH IAHR SYMPOSIUM ON HYDRAULIC MACHINERY AND SYSTEMS, organizată de EPFL, Lausanne, Elveția, 2021.

Prezentare Magneto-rheological brake to control the rotor speed for hydraulic machinery applications la 21th International Seminar on Hydropower Plants – Hydropower for future generations, Viena, Austria, 2022.

Participare și membru în comitetul de organizare local la *1st Training School (TS) on Sustainable Hydropower in* Timisoara, Romania, 2023.

Participare și prezentare lucrari *Magnetorheological brake for underwater* applications și Magnetorheological cluthc for variable speed control la 16th International Conference on Magnetic Fluids (ICMF23), Granada, Spania, 2023

Participare, prezentare lucrare și membru în comitetul de organizare local la 9th IAHR Meeting of the WorkGroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, lucrarea cu titlul Unsteady pressure field analysis in different configurations of decelerated swirling flow with 90° sharp heel elbow, Timișoara, România, 2023.

Lista lucrări

1. Lucrări științifice publicate în reviste indexate ISI

- R. A. Szakal, A. Doman, and S. Muntean, "Influence of the reshaped elbow on the unsteady pressure field in a simplified geometry of the draft tube," Energies, Article vol. 14, no. 5, 2021, Art. no. 1393., <u>Impact Factor 2023:</u> 3.252 (Clarivate Analytics)
- R.A. Szakal., D. Mecea, A. I. Bosioc, I. Borbáth, and S. Muntean, "Design and testing a magneto-rheological brake with cylindrical configuration" Proceedings of the Romanian Academy - Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science 06/30 2021, <u>Impact Factor 2022:</u> 0.3 (Clarivate Analytics)
- iii. A.I. Bosioc, **R.A. Szakal**, A. Stuparu and R. Susan-Resiga "Numerical Analysis of the Flow by Using a Free Runner Downstream the Francis Turbine" *International Journal of Turbomachinery*, *Propulsion and Power*, vol. 8(2), pp. 14, <u>Impact Factor 2022: 1.4</u>

2. Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice (Proceedings) indexate ISI Proceedings

- R. F. Susan-Resiga, C. Popescu, **R. Szakal**, S. Muntean, and A. Stuparu, "A benchmark test case for swirling flows: Design of the swirl apparatus, experimental data, and numerical challenges," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, vol. 240.
- ii. C. Tanasa, **R. Szakal**, D. Mos, T. Ciocan, and S. Muntean, "Experimental and numerical analysis of decelerated swirling flow from the discharge cone of hydraulic turbines using pulsating jet technique," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, vol. 240.
- iii. R. A. Szakal, D. Susan-Resiga, S. Muntean, L. Vekas, Magnetorheological Fluids Flow Modelling Used in a Magnetorheological Brake Configuration (2019 International Conference on Energy and Environment). 2019, pp. 403-407.
- iv. S. Muntean, D. C. Moş, R. A. Szakal, A. I. Bosioc, and R. Susan-Resiga, "Influence of the elbow shape on the unsteady pressure field in decelerated swirling flows," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, vol. 774.
- v. **R. A. Szakal**, S. Muntean, A. I. Bosioc, R. Susan-Resiga, and L. Vékás, "3D numerical investigations of the swirling flow in a straight diffuser for the variable speed values of the rotor obtained with a magneto-rheological brake," in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2021, vol. 774.

3. Lucrări științifice publicate în reviste de specialitate indexate BDI

- A.I. Bosioc, T. Ardelean, **R. Szakal**, S. Muntean, I. Borbath, and L. Vékás, "Experimental investigations of a MR clutch for a centrifugal pump," in Advanced Structured Materials vol. 98, ed, 2019, pp. 253-263.
- R. A. Szakal, A. I. Bosioc, S. Muntean, D. Susan-Resiga, and L. Vékás, "Experimental investigations of a magneto-rheological brake embedded in a swirl generator apparatus," in Advanced Structured Materials vol. 98, ed, 2019, pp. 265-279.

4. Lucrări științifice în curs de publicare

- i. S. Muntean, **R.A Szakal**, A.I. Bosioc, L. **Vékás** and I. Borbath," Magnetorheological cluthc for variable speed control"
- R.A Szakal, A.I. Bosioc and S. Muntean "Unsteady pressure field analysis in different configurations of decelerated swirling flow with 90° sharp heel elbow"
- iii. I.D. Rus, **R.A. Szakal** and S. Muntean," Estimating the degradation ratio caused by attached cavitation on NACA0009 hydrofoil"

Timișoara, Octombrie 2023
